



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Máster

Evaluación y ajuste de la dinámica vertical del
sistema de suspensión en vehículos equipados con
motores rueda

Autor/es

Miguel Muñío Gay

Director/es

Mario Vicente Maza Frechín

Universidad de Zaragoza
Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2013

RESUMEN

En los últimos años han surgido grandes novedades tecnológicas en el sector del automóvil relacionadas con los vehículos eléctricos. Un ejemplo en pleno desarrollo tecnológico, es la tecnología “in-wheel motors” o motores rueda. Consiste en la reubicación del sistema de tracción en los buges de las ruedas de los automóviles aprovechando su reducido tamaño, permitiendo la simplificación del sistema de tracción aumentando la eficiencia mecánica.

En este proyecto se lleva a cabo un estudio exhaustivo de la influencia del aumento de masa no suspendida de este sistema novedoso y la caracterización de los parámetros de la suspensión que permiten obtener un confort y maniobrabilidad similar a las actuales. El modelo de estudio de este proyecto es un vehículo con características similares a una furgoneta Mercedes Vito, equipada con dos motores rueda de este tipo comercializados por la empresa Protean Electric.

En primer lugar se ha realizado un estudio de la influencia de la masa no suspendida, que añade este sistema, sobre el movimiento dinámico vertical de la rueda respecto al perfil de carretera. Permitiendo conocer la influencia que este parámetro posee respecto a la suspensión actual del vehículo.

Posteriormente, con la ayuda del software Matlab/Simulink, se ha realizado una caracterización de los valores más importantes que definen el sistema de amortiguación para conocer la influencia de la modificación de estos mismos respecto al aumento de masa y cuáles son los valores óptimos para conseguir las condiciones deseadas.

Finalmente un estudio de simulación permite deducir que la influencia de este aumento de masa afecta al comportamiento dinámico del vehículo y no al confort de los pasajeros.

A partir de este modelo de proyecto se abre un nuevo campo de estudio de los principales parámetros que definen la suspensión, que permita relacionar su variación con el aumento de masa no suspendida.

CONTENIDO

1.	Introducción.....	13
1.1.	Contexto.....	13
1.2.	Motivación y alcance del proyecto	14
1.3.	Objetivos.....	15
1.4.	Organización memoria.....	16
2.	Estado del arte	17
2.1.	Motores rueda	17
2.1.1.	Prototipo Michelin “eWheelDrive”.....	18
2.1.2.	Prototipo Protean	20
2.2.	Sistema de suspensión de un vehículo	26
2.2.1.	Suspensión de un vehículo automóvil.	26
2.2.2.	Componentes de la suspensión de un vehículo	27
2.3.	Efectos de la adicción de masa no suspendida	28
2.3.1.	Introducción.....	28
2.3.2.	Estudios de la influencia de la masa no suspendida	28
3.	Modelo de dinámica vertical	31
3.1.	Modelo de 2-GDL: Modelo de Cuarto de vehículo.....	31
3.1.1.	Descripción del modelo matemático	31
3.1.2.	Funciones de transferencia	34
4.	Simulación dinámica de la suspensión	37
4.1.	Análisis frecuencial.....	37
4.1.1.	Caso 1: Vehículo convencional	38
4.1.2.	Caso 2: Vehículo Peugeot 207	40
4.1.3.	Caso 3: Vehículo Mercedes Vito.....	42
4.1.4.	Caso a desarrollar	44
4.1.5.	Conclusiones análisis frecuencial.....	44
4.2.	Caracterización de parámetros.....	45
4.2.1.	Influencia del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión	45
4.2.2.	Influencia del coeficiente de rigidez de la amortiguación.....	47
4.2.3.	Influencia del coeficiente de rigidez del neumático.	48
4.2.4.	Relación de la influencia de los parámetros	50
4.2.5.	Aplicación vehículo real.....	51
4.3.	Modelado en Simulink.....	58
4.3.1.	Simulación temporal.....	58
4.3.2.	Simulación entrada aleatoria	61

5.	Conclusiones y líneas futuras	63
5.1.	Conclusiones	63
5.2.	Líneas futuras.....	64
6.	Referencias	65
7.	ANEXOS	67
	ANEXO I – Componentes de la suspensión de un vehículo	67
	ANEXO II – Caracterización de parámetros	79
	II-1. Influencia del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión	79
	II-2. Influencia del coeficiente de rigidez de la amortiguación.....	101
	II-3. Influencia del coeficiente de rigidez del neumático.	109

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Prototipo Michelin	18
Figura 2: Sistema SECU.....	21
Figura 3: Inversor Integrado	23
Figura 4: Componentes sistema Protean	23
Figura 5: Características Protean Drive.....	24
Figura 6: Prototipos Protean	25
Figura 7: Esquema modelo de cuarto de vehículo.....	31
Figura 8: Diagrama sólido libre.....	31
Figura 9: Función Bode desplazamiento vertical rueda caso 1	38
Figura 10: Función Bode desplazamiento vertical carrocería caso 1	38
Figura 11: Función Bode aumento porcentual de masas	39
Figura 12: Función Bode desplazamiento vertical rueda caso 2	40
Figura 13: Función Bode desplazamiento vertical carrocería caso 2	40
Figura 14: Función Bode aumento porcentual de masas	41
Figura 15: Función Bode desplazamiento vertical rueda caso 3	42
Figura 16: Función Bode desplazamiento vertical carrocería caso 3	42
Figura 17: Función Bode aumento porcentual de masas	43
Figura 18: Prototipo Opel Vivaro Protean.....	44
Figura 19: Gráfica influencia del coeficiente de amortiguamiento en función de la masa	45
Figura 20: Gráfica lineal influencia del coeficiente de amortiguamiento en función de la masa entre 10 y 130%	46
Figura 21: Gráfica influencia del coeficiente de rigidez de la suspensión en función de la masa.	47
Figura 22: Gráfica lineal influencia del coeficiente de rigidez de la suspensión en función de la masa entre 10 y 90%.....	47
Figura 23: Gráfica influencia del coeficiente de rigidez del neumático en función de la masa.	48
Figura 24: Gráfica lineal influencia del coeficiente de rigidez del neumático en función de la masa entre 10 y 80%	48
Figura 25: Representación gráfica tres parámetros modificados en función del aumento porcentual de la masa no suspendida.....	49
Figura 26: Funciones Bode para 60 y 100Kg.....	51
Figura 27: Funciones Bode para diferentes valores del amortiguamiento de la suspensión.....	52
Figura 28: Función de Bode comparación de valores de amortiguamiento de la suspensión.....	53
Figura 29: Funciones Bode para diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.....	54
Figura 30: Función de Bode comparación de valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.....	55
Figura 31: Funciones Bode para diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático	56
Figura 32: Función de Bode comparación de valores del coeficiente de rigidez del neumático	57
Figura 33: Esquema Simulink simulación temporal	58
Figura 34: Entradas perfil de carretera. Signal 1 10Km/h y Signal 2 60Km/h.....	59
Figura 35: Gráfica movimiento rueda para velocidad 10Km/h.....	59

Figura 36: Gráfica movimiento rueda para velocidad 60Km/h.....	59
Figura 37: Gráfica respuesta movimiento de carrocería respecto a una sucesión de baches a 10Km/h (izq y a 60Km/h (drcha.).....	60
Figura 38: Esquema Simulink simulación entrada aleatoria	61
Figura 39: Gráfica perfil de entrada aleatorio	62
Figura 40: Gráfica movimiento rueda en respuest al perfil de entrada	62
Figura 41: Muelles helicoidales.....	67
Figura 42: Tipos de muelles helicoidales	68
Figura 43: Esquema definición parámetros muelles helicoidal.....	68
Figura 44: Sistema de suspensión ballestas	69
Figura 45: Sistema de suspensión barras de torsión	70
Figura 46: Sistema de amortiguamiento.....	71
Figura 47: Amortiguador estructura Bitubo	72
Figura 48: Amortiguador estructura Monotubo.....	72
Figura 49: Suspensión rígida vs Suspensión independiente.....	73
Figura 50: Sistema de suspensión de eje rígido.....	73
Figura 51: Sistema de suspensión rígida con muelles	74
Figura 52: Sistema de suspensión rígida con Sistema de Conexión.....	74
Figura 53: Sistema de suspensión rígida con Sistema de Barras Tirantes.....	75
Figura 54: Suspensión McPherson	76
Figura 55: Suspensión de doble horquilla	77
Figura 56: Suspensión de eje torsional.....	77
Figura 57: Suspensión Multibrazo.....	78
Figura 58: Función Bode para el aumento del 10% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.	79
Figura 59: Función Bode para el aumento del 20% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.	80
Figura 60: Función Bode para el aumento del 30% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.	81
Figura 61: Función Bode para el aumento del 40% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.	82
Figura 62: Función Bode para el aumento del 50% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.	83
Figura 63: Función Bode para el aumento del 60% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.	84
Figura 64: Función Bode para el aumento del 70% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.	85
Figura 65: Función Bode para el aumento del 80% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.	86
Figura 66: Función Bode para el aumento del 90% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.	87
Figura 67: Función Bode para el aumento del 100% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.....	88
Figura 68: Función Bode para el aumento del 110% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.....	89
Figura 69: Función Bode para el aumento del 120% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.....	90

Figura 70: Función Bode para el aumento del 130% de masa suspendida en comparación.....	91
Figura 71: Función Bode para el aumento del 140% de masa suspendida en comparación.....	92
Figura 72: Función Bode para el aumento del 150% de masa suspendida en comparación.....	93
Figura 73: Función Bode para el aumento del 160% de masa suspendida en comparación.....	94
Figura 74: Función Bode para el aumento del 170% de masa suspendida en comparación.....	95
Figura 75: Función Bode para el aumento del 180% de masa suspendida en comparación.....	96
Figura 76: Función Bode para el aumento del 190% de masa suspendida en comparación.....	97
Figura 77: Función Bode para el aumento del 200% de masa suspendida en comparación.....	98
Figura 78: Función Bode para el aumento del 300% de masa suspendida en comparación.....	99
Figura 79: Función Bode para el aumento del 10% de masa suspendida en comparación.....	101
Figura 80: Función Bode para el aumento del 20% de masa suspendida en comparación.....	101
Figura 81: Función Bode para el aumento del 30% de masa suspendida en comparación.....	102
Figura 82: Función Bode para el aumento del 40% de masa suspendida en comparación.....	102
Figura 83: Función Bode para el aumento del 50% de masa suspendida en comparación.....	103
Figura 84: Función Bode para el aumento del 60% de masa suspendida en comparación.....	103
Figura 85: Función Bode para el aumento del 70% de masa suspendida en comparación.....	104
Figura 86: Función Bode para el aumento del 80% de masa suspendida en comparación.....	104
Figura 87: Función Bode para el aumento del 90% de masa suspendida en comparación.....	105
Figura 88: Función Bode para el aumento del 100% de masa suspendida en comparación.....	105
Figura 89: Función Bode para el aumento del 125% de masa suspendida en comparación.....	106
Figura 90: Función Bode para el aumento del 150% de masa suspendida en comparación.....	106
Figura 91: Función Bode para el aumento del 175% de masa suspendida en comparación.....	107
Figura 92: Función Bode para el aumento del 200% de masa suspendida en comparación.....	107
Figura 93: Función Bode para el aumento del 10% de masa suspendida en comparación.....	109
Figura 94: Función Bode para el aumento del 20% de masa suspendida en comparación.....	109

Figura 95: Función Bode para el aumento del 30% de masa suspendida en comparación	110
Figura 96: Función Bode para el aumento del 40% de masa suspendida en comparación	110
Figura 97: Función Bode para el aumento del 50% de masa suspendida en comparación	111
Figura 98: Función Bode para el aumento del 60% de masa suspendida en comparación	111
Figura 99: Función Bode para el aumento del 70% de masa suspendida en comparación	112
Figura 100: Función Bode para el aumento del 80% de masa suspendida en comparación.....	112
Figura 101: Función Bode para el aumento del 90% de masa suspendida en comparación.....	113
Figura 102: Función Bode para el aumento del 100% de masa suspendida en comparación.....	113
Figura 103: Función Bode para el aumento del 125% de masa suspendida en comparación.....	114
Figura 104: Función Bode para el aumento del 150% de masa suspendida en comparación.....	114
Figura 105: Función Bode para el aumento del 175% de masa suspendida en comparación.....	115
Figura 106: Función Bode para el aumento del 200% de masa suspendida en comparación.....	115

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Aumento porcentual de masa caso 1	39
Tabla 2: Aumento porcentual de masa caso 2	41
Tabla 3: Aumento porcentual de masa caso 3	43
Tabla 4: Valor de los parámetros en función del aumento de masa	49

1.1. Contexto

Los diferentes tipos de vehículos existentes se han desarrollado con el objetivo de transportar cosas o personas. Este transporte debe realizarse en las mejores condiciones, minimizando las vibraciones y aceleraciones producidas por la interacción con el entorno, lo cual provocará una menor fatiga y mayor grado de confort para los ocupantes.

La misión de mantener las mejores condiciones posibles durante el viaje está encomendada al sistema de suspensión de un vehículo, este sistema debe absorber las desigualdades del terreno manteniendo el contacto de las ruedas con el pavimento. Los componentes principales del sistema de la suspensión de un vehículo móvil son los amortiguadores, los muelles (o elementos elásticos) y los neumáticos.

La integración de los motores de accionamiento eléctrico rueda permite desplazar todo el sistema actual de motor al área interior de las llantas. Estos sistemas añaden un peso auxiliar sobre las ruedas modificando el sistema de suspensión actual, ya que la adición de peso es uno de los factores con mayor influencia en el conjunto.

Es por ello, que el sistema de suspensión es de vital importancia en un vehículo automóvil, por lo que en este proyecto se trata la influencia de los parámetros del sistema de suspensión y su configuración para adaptarse al sistema motor rueda.

Mediante la simulación por ordenador se puede reproducir el comportamiento de cualquiera de las partes que forman un sistema mecánico. En la actualidad, la potencia de los equipos informáticos es suficiente para realizar simulaciones con software específico para el desarrollo de modelos de sistemas mecánicos. Los modelos permiten evaluar el comportamiento del sistema en diferentes situaciones, pudiendo realizar modificaciones en el modelo, evitando la producción de nuevos prototipos en el desarrollo de un sistema mecánico cada vez que se efectuaba una modificación en los parámetros.

1.2. Motivación y alcance del proyecto

En la actualidad el desarrollo de los vehículos eléctricos está presente en el día a día con la aparición de diferentes prototipos y la comercialización de varios vehículos parcial o totalmente eléctricos.

Estos vehículos poseen ventajas frente a los actuales de combustión, como la ausencia de emisiones, una alta eficiencia, la independencia de petróleo y un mayor rendimiento. Los fabricantes de diferentes compañías han desarrollado vehículos que pueden satisfacer las necesidades de la mayoría de los usuarios de los turismos convencionales y, es por ello, que la mayoría han lanzado modelos eléctricos al mercado.

Los sistemas de propulsión eléctricos abren nuevas posibilidades a la distribución de los diferentes componentes del vehículo, frente a la disposición tradicional que gira en torno a la posición del motor de combustión. La introducción de motores rueda en el vehículo permite repartir el tradicional motor en 4 puntos del vehículo, que actualmente solo están destinados a albergar el sistema de frenado. Gracias a ello, es posible introducir cambios en la estructura del vehículo añadiendo mejoras en la seguridad pasiva, aumento la capacidad de pasajeros o carga, mayor libertad de distribución de los elementos que forman el sistema eléctrico y un sistema novedoso con elevada eficiencia.

Mediante la utilización de este sistema se produce la adición de ayudas electrónicas como asistentes de frenada, control de velocidad o diferenciales activos, a través de actualizaciones de sistemas de software. Así mismo, permite eliminar algunos componentes tradicionales como caja de cambios o diferencial aumentando la eficiencia mecánica.

Aunque este sistema es totalmente ventajoso en relación al actual, el principal problema es la adición de masa en las ruedas con la ubicación de los motores en el buje de la llanta. Diversos estudios han tratado la influencia de este parámetro, teniendo como resultado que las diferencias en confort del pasajero son mínimas siendo más importantes en la dinámica del vehículo.

El rediseño y la caracterización de los parámetros de la suspensión pueden minimizar la pérdida de prestaciones. Los sistemas rueda son equipos novedosos en pleno desarrollo actualmente, el desarrollo de estudios que permitan la caracterización y evaluación del sistema de suspensión integrando este sistema permitirían un mayor conocimiento y desarrollo en este ámbito.

1.3. Objetivos

El objetivo principal que se pretende conseguir con el presente Proyecto Fin de Master es la caracterización de los parámetros del sistema de suspensión de un vehículo con motor eléctrico rueda, permitiendo obtener un confort y un funcionamiento similar al de las suspensiones actuales.

Para ello, se va a utilizar un modelo de suspensión de un vehículo convencional actual que simula la dinámica vertical del sistema de suspensión ante excitaciones externas. A su vez, se asignarán diferentes valores a los parámetros que influyen en la suspensión para comparar los resultados obtenidos, determinándose así la adecuación de su utilización en el estudio del grado de confort para los pasajeros y la seguridad del vehículo.

En el proceso de elaboración de las simulaciones creadas por ordenador, se utilizará la herramienta Simulink/Matlab, siguiendo los siguientes pasos:

- Modelado de la suspensión con la herramienta Simulink/Matlab.
- Realización de un estudio analítico del resorte y cálculo de las posiciones de las masas suspendidas y no suspendidas.
- Simulación del modelo de suspensión para los distintos resortes y sus parámetros.
- Análisis y comparativa de los resultados obtenidos.
- Conclusiones de la influencia de la variación de los resortes en relación con la masa del sistema motor rueda, utilizando los resultados obtenidos.

1.4. Organización memoria

La memoria de este proyecto sigue una estructura similar a la expuesta anteriormente, dividida en 5 secciones diferentes. Estas secciones se ordenan de la siguiente manera:

En la sección dos, denominada “Estado del arte”, se expone una pequeña parte de la información desarrollada sobre los temas hasta este momento.

La sección número tres, denominada “Modelo de la dinámica vertical”, presenta las diferentes ecuaciones matemáticas que permiten definir el modelo a estudiar.

En la cuarta sección, denominada “Simulación dinámica de la suspensión”, se desarrolla la parte principal del proyecto que consiste en el estudio y caracterización de los diferentes factores que influyen en la suspensión, en relación con el aumento de masa suspendida, cuando se desea alcanzar una posición de referencia.

Por último, el apartado seis expone las conclusiones que se pueden extraer de la realización de este proyecto y propone futuras líneas de investigación para continuar el trabajo realizado.

2.1. Motores rueda

La evolución de los coches eléctricos ha crecido rápidamente en los últimos años, aportando una solución para los futuros problemas relacionados con los elevados consumos de los automóviles, a nivel mundial, y la tendencia a la desaparición de las materias primas.

El motor rueda fue presentado como una solución para la integración del motor en los coches eléctricos, siendo un sistema que desplaza la función de motor directamente a las ruedas del automóvil. Obteniendo un mayor espacio en el interior del coche y ocupando un área del vehículo que hasta la actualidad solo estaba destinada a la instalación del sistema de frenado del vehículo.

Esta tecnología integra el motor eléctrico y el sistema de regeneración de la frenada dentro del buje de las ruedas, de este modo las baterías pueden distribuirse en el suelo del vehículo liberando el espacio frontal donde normalmente se instala el motor. Aumentando la capacidad de almacenar equipaje o material, en comparación con vehículos convencionales y actuales, esta área está ocupada por el motor térmico o eléctrico. En el futuro el aumento de espacio útil de los automóviles permitirá la creación de vehículos de menor tamaño y con posibilidad de alojar un mayor número de plazas.

El desarrollo de este sistema esta evolucionado, actualmente existe diferentes prototipos aunque los dos más importantes son: Michelin active Wheel y Protean in-wheel motors.

2.1.1. Prototipo Michelin “eWheelDrive”.

A finales de 2009 la empresa europea Michelin presentó en el Salón del Vehículo y Combustible Alternativos de Valladolid su rueda motorizada, la **Active Wheel**, es en esencia una llanta estándar que alberga en su interior dos motores eléctricos, uno de los motores dedicado a la tracción (impulsa o frena la rueda), mientras que el otro actúa como un sistema de suspensión activa para mejorar el confort, manejo y estabilidad.

Según el fabricante el comportamiento y el confort de marcha serían idénticos a los sistemas convencionales. La alimentación de estos pequeños motores eléctricos en cada rueda, seguiría llegando de un paquete de baterías colocado donde el fabricante del coche considerara oportuno. [1]

2.1.1.1. Componentes

El sistema Active Wheel incluye todos los componentes fundamentales en la misma rueda, está compuesto por un motor eléctrico, suspensión y frenos eléctricos. A continuación se muestra el esquema:[2]

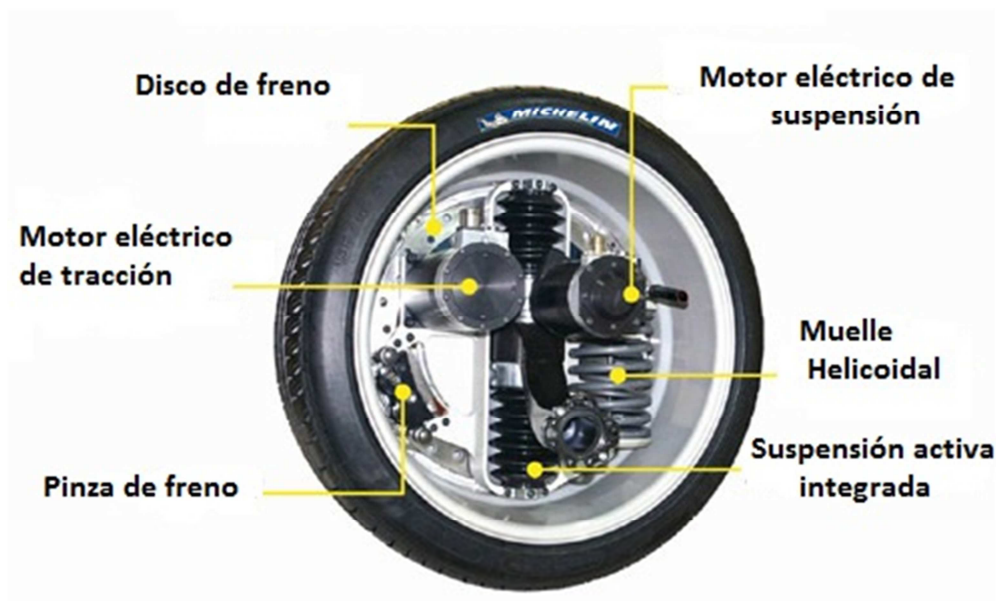


Figura 1: Prototipo Michelin

- **Motor eléctrico**

Se basa en un motor eléctrico, situado en el interior de la rueda tal y como se aprecia en la imagen anterior, alimentando por un conjunto de baterías, pilas de combustible o súper condensadores. Este motor está especialmente dedicado a la tracción (impulsa o frena la rueda).

- **Suspensión**

El conjunto de suspensión es otro motor eléctrico compuesto por un muelle helicoidal que soporta la carga estática del coche. El conjunto de rueda activa se fija al chasis del vehículo por medio de un pequeño brazo de suspensión, lo que aporta simplicidad y confort. El motor eléctrico encargado de la suspensión puede variar los niveles de firmeza con un sistema electrónico cuyo tiempo de respuesta es de apenas 3 milésimas de segundo, en ese tiempo el conjunto de electrónica y motor es capaz de monitorizar y corregir automáticamente cualquier balanceo o cabeceo del vehículo prácticamente de inmediato.

Esta suspensión permite crear la sensación de estabilidad de un deportivo en curvas, con la ausencia del peso del motor el centro de gravedad varía.

- **Frenos eléctricos**

Es un dispositivo que permite decelerar o detener un vehículo mediante accionamiento eléctrico. La principal ventaja de este sistema de frenado es que al no tener rozamiento entre partes mecánicas, el desgaste y el mantenimiento son mínimos, y permite frenar vehículos muy pesados

2.1.1.2. Prototipos

El prototipo desarrollado por la empresa Heuliez Will basándose en un Opel Agila está formado por dos motores de 30 kW con un peso de rueda aproximado de 42kg. Esta combinación de motores permite construir un automóvil de tracción trasera, similar a los actuales, con una potencia de 60kW (81cv). Es una potencia nada despreciable, con opción de llegar a picos de 120kW (136kW) en pequeños periodos de tiempo. No es una gran potencia, pero al ser eléctricos hacen el 0 a 100 en 10 segundos, y alcanzan una velocidad máxima de 140 km/h.

El precio del modelo se estima entre 20 y 25.000 euros. Una de las limitaciones de este prototipo es la ausencia del espacio total del vano motor en la zona frontal, ya que en esta área existen algunos componentes eléctricos.

Otro prototipo desarrollado por la empresa francesa Heuliez se trata del Venturi Volage, un roadster eléctrico que, gracias a la miniaturización conseguida por Michelin, cuenta con 4 motores (uno por rueda) para su propulsión. Cada uno entrega una potencia de 55kW, por lo que estamos hablando de un deportivo de 300 C.V. [3]

2.1.2. Prototipo Protean

Protean Drive es una empresa norteamericana que ha desarrollado un dispositivo rueda-motor, cuyo lanzamiento se realizó en el SAE 2011 World Congress.

Ha desarrollado un sistema de accionamiento eléctrico en las ruedas para, plug-in de vehículos ligeros eléctricos híbridos y baterías híbridas. El Protean Drive TM sistema puede mejorar la economía de combustible del vehículo, añadir par, aumentar la potencia y permitirá mejorar el manejo del vehículo para los vehículos nuevos y existentes.

Protean Drive TM está diseñado para su venta a fabricantes de equipos originales y de las organizaciones / empresas con grandes flotas de vehículos. Las aplicaciones específicas incluyen vehículos sedanes, SUVs, camionetas y furgonetas comerciales, cualquier vehículo con ruedas de 18 a 24 pulgadas. El sistema también puede ser añadido a los coches y camiones existentes, utilizando su tren de transmisión actual de motor de combustión interna. Esto permite a los fabricantes de automóviles crear vehículos híbridos en menos tiempo y con muchos menos cambios en el diseño y los componentes del vehículo.

Puede aumentar la economía de combustible en más de un 30 por ciento, dependiendo del tamaño de la batería y el ciclo de conducción. También es lo suficientemente potente como para ser la única fuente para la tracción de una gran variedad de vehículos. Su facilidad de integración puede simplificar la adopción de sistemas de propulsión híbridos y eléctricos a lo largo de una amplia gama de vehículos.

La fabricación de prototipos comenzó a principios de 2013 con un mayor volumen de producción en 2014, debido un nuevo centro de fabricación de Protean en Liyang, China. Esto ha sido llevado a cabo a través de una inversión de \$84 millones. Los tres grandes inversores son: OAK Investment Partners, GSR Ventures y Jiangsu New Times Holding Group.

Protean Drive TM es una solución totalmente integrada, de accionamiento directo que combina motores in-wheel con un inversor integrado, electrónica de control y software. Cada motor situado con facilidad en el espacio no utilizado detrás de una llanta convencional de 18 a 24 pulgadas y se puede utilizar paquete de rodamientos del equipo originales. La configuración de accionamiento directo prescindir de integrar componentes de transmisión tradicionales como ruedas externas de fricción, transmisiones, ejes y diferenciales, Esta ausencia de elementos de transmisión, implica una reducción de pérdidas de energía de estos componentes, implicando menos energía desperdiciada (durante la aceleración y el frenado regenerativo), lo que resulta en una mayor disponibilidad de la batería para propulsar el vehículo. [4]

2.1.2.1. Subsistemas

Sistema de control

El sistema de control de Protean es una combinación de una unidad de control electrónico (ECU) y el software de control del sistema dedicado, que en conjunto se hace referencia como la ECU del sistema (SECU). El software SECU se desarrolla con técnicas basadas en modelos con Simulink, junto con la generación de código automático. El software se puede suministrar como módulos individuales de Simulink, o como un sistema de control completo para su uso en el hardware estándar de la industria, tales como dSpace Microautobox.

El SECU controla y gestiona el comportamiento del motor y vehículo basado en una selección de entradas del sistema. Cada motor está directamente conectado a la SECU a través de un bus CAN (Controlador red de área).

Controles del conductor estándar, tales como el frenado y demandas de aceleración, se suministran como entradas electrónicas a la SECU, procesados en el software, convertidas en comandos de velocidad o par de torsión para cada rueda, y comunicados a través de CAN a los motores. El sistema es capaz de poner en práctica una gran variedad de controles avanzados del vehículo y características dinámicas, tales como ABS, control de tracción y control de estabilidad, incluyendo vectorización del par. Esto es posible debido a la capacidad de los motores para entregar par positivo o negativo independiente en cada rueda en una fracción de segundo. [4]

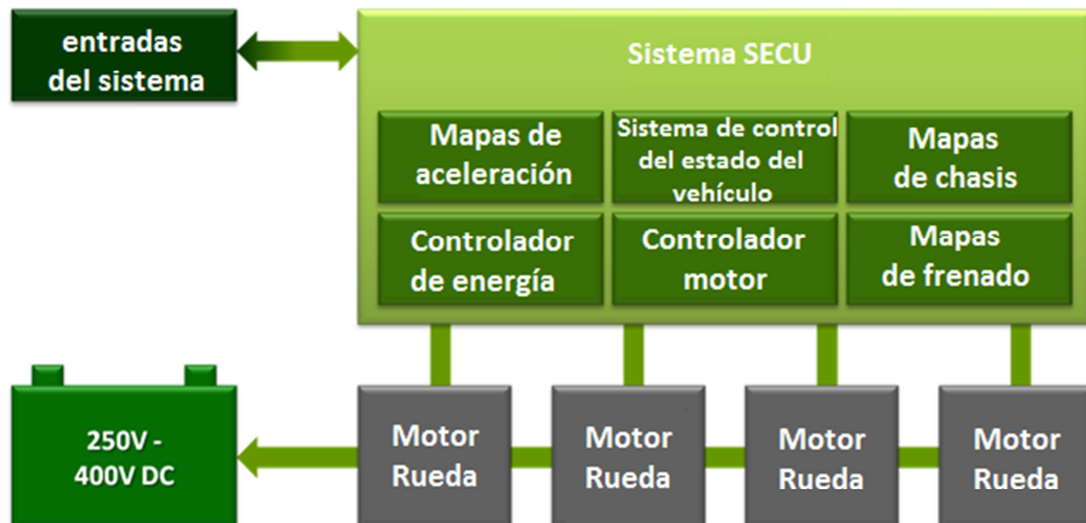


Figura 2: Sistema SECU

Seis módulos básicos conforman el sistema:

- **Sistema de control de estado del vehículo**

Es el núcleo de las funciones del software que interconecta y controla las entradas y salidas de cada dispositivo en el vehículo. Coordina y supervisa las operaciones de todo el sistema para asegurar un funcionamiento a prueba de fallos. Realiza diagnósticos continuos y funciones de presentación de informes en la interfaz del controlador del usuario.

- **Mapas de frenado**

Una función clave de los motores "in-wheel" es la conservación y recuperación de la energía a través de la regeneración durante el frenado. El controlador de freno resuelve la fricción y la regeneración de frenado basándose en la demanda del conductor y las capacidades del sistema, por ejemplo, límites de carga y el estado de la batería.

- **Mapas de aceleración**

El acelerador es parte integral de los controles del sistema. Se vincula a través del controlador del estado del vehículo a los otros módulos de la SECU para asegurar que el poder "en la rueda" se corresponde con la capacidad de rendimiento del vehículo.

- **Mapas de chasis**

La coincidencia de par suministrado a la capacidad de cada neumático es fundamental para garantizar una buena capacidad de conducción. Utiliza los algoritmos de control de dinámica y funciones asociadas para mejorar el manejo del vehículo, esto incluye los controles de tracción y ABS.

- **Controlador de energía**

La gestión eficaz de la batería es fundamental para el rendimiento y la fiabilidad de los coches híbridos y eléctricos. Este módulo de software se comunica con los sistemas de gestión de la batería y el funcionamiento del sistema, basándose en el estado de almacenamiento de energía y capacidad.

- **Controlador motor**

Cada motor "in-wheel" es controlado independientemente por la centralita para garantizar un funcionamiento coordinado. El software monitoriza cada motor y se ocupa de las condiciones de fallo de una manera segura. [4]

Inversor Integrado

Protean decidió empaquetar los inversores en el propio motor in-wheel, eliminando el cableado múltiple y los retos de rendimiento causados por el envasado del inversor en la carrocería del vehículo. Esto reduce drásticamente los requisitos de cableado y libera otro volumen de paquete en la masa suspendida. [4]

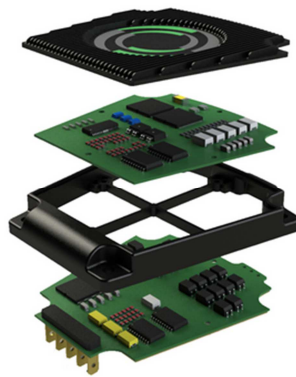


Figura 3: Inversor Integrado

Motores

Los motores en ruedas de Protean están diseñados para alta fiabilidad y se basan en una arquitectura modular redundante. Sub-motores autónomos individuales son controlados por micro-inversores asociados y trabajan cooperativamente para entregar la potencia total y par motor para el motor en su conjunto.

Características:

- Elevada densidad de potencia y par de torsión
- Par de frenado elevado en un amplio rango de velocidades
- Arquitectura modular única basada en sub-motores
- Diseño para la producción en masa
- Posibilidad de mejorar la electrónica de potencia, mejorando el tamaño y la producción en masa, como parte de montaje del motor
- Ausencia de gran tamaño de la unidad electrónica de alimentación independiente [4]



Figura 4: Componentes sistema Protean

- **Circuito magnético**

Estator – parte fija, con forma cilíndrica hueca (la variación de longitud va ligada a la velocidad de giro deseada). La parte exterior se denomina carcasa cuya misión es aportar una protección a la máquina.

Rotor – parte giratoria, con forma de cilindro, colocada concéntricamente en el interior del estator.

El rotor y el estator se construyen con materiales ferro magnético para ofrecer poca resistencia al paso del flujo magnético.

- **Rodamiento Rueda**

El principal objetivo es eliminar la mayor cantidad de fricción y rozamiento con el eje. SKF es un fabricante sueco de rodamientos con mucha experiencia, han firmado un acuerdo de colaboración de cinco años para que **SKF** proveerá de rodamientos de alta tecnología, sellados y con sensores específicos para los motores en rueda de Protean.

- **Bobina**

La bobina por su forma (espiras de alambre arrollados) almacena energía en forma de campo magnético.

- **Inversores de energía**

Su principal función es transformar y administrar el flujo de electricidad entre la batería y el motor eléctrico.

2.1.2.2. Especificaciones de componentes

La siguiente tabla muestra las especificaciones de cada motor rueda del sistema Protean.
[4]

Protean Drive™ Specifications		
	Metric	English
Peak output power @ 400 Vdc	75 kW	100 HP
Continuous output power @ 400 Vdc	54 kW	72 HP
Peak output torque	1000 Nm	735 lb-ft
Continuous output torque	700 Nm	516 lb-ft
Nominal input voltage range	200-400Vdc	200-400Vdc
Width	115 mm	4.5 in
Diameter	420 mm	16.5 in
Total motor mass	31 kg	68 lb

Figura 5: Características Protean Drive

2.1.2.3. Prototipos

Protean ha desarrollado varios vehículos de demostración, incluyendo un Ford F150 pick-up, Volvo C30, Vauxhall Vivaro, la compañía Guangzhou Automobile Trumpchi y los vehículos eléctricos e híbridos completos de BRABUS, basado en el Mercedes-Benz Clase E. [4]

Características de los modelos desarrollados:

Volvo C30 Series HEV (2007)

- Four Protean Drive™ motors
- One motor at each wheel
- AWD battery EV
- 0-60 mph in 5 seconds



Ford F-150 EV (2008)

- Four Protean Drive™ motors
- One motor at each wheel
- AWD battery EV
- Electric truck with over 7,000 lb GVW
- IC engine removed



Guangzhou Automobile Group Co. (GAC) Trumpchi EV (2010)

- Two Protean Drive™ motors in the rear
- RWD battery EV
- Debut in December 2010 at China's Guangzhou International Motor Show



Vauxhall Vivaro PHEV (2010)

- FWD diesel powertrain
- Two Protean Drive™ motors in the rear
- PHEV – 55 miles pure electric range
- Driver may select the EV or hybrid drive mode
- The Vauxhall Vivaro PHEV can achieve an effective 60% fuel economy improvement in charge-depleting mode (electricity + diesel) as compared to charge-sustaining mode (diesel only)



BRABUS Hybrid based on Mercedes-Benz E-Class

- Diesel engine rear-wheel-drive vehicle with Protean Drive™ also powering the rear wheels
- Debuted on the Brabus stand at the 2011 Frankfurt Motor Show
- Match-funded German government program for the conversion of Mercedes E-Class taxis.
- 0-100 kph (0-62 mph) in 7.4 seconds and 60-120 kph (37-75 mph) in 5.6 seconds



BRABUS EV based on the Mercedes-Benz E-Class

- All new EV system developed to demonstrate a peak combined 320 kW (430 hp) and 3,200 Nm (2,350 lb-ft) torque
- Debuted on the Brabus stand at the 2011 Frankfurt Motor Show
- All electric power using four direct-drive Protean Electric motors, one in each wheel



Figura 6: Prototipos Protean

2.2. Sistema de suspensión de un vehículo

2.2.1. Suspensión de un vehículo automóvil.

Se puede definir el sistema de suspensión de un vehículo como el conjunto de elementos que unen el chasis de un automóvil con la superficie rodante, tiene como misión mantener el contacto entre la rueda y la carretera y la absorción de las irregularidades del terreno para conseguir, por una parte un mayor control y seguridad del vehículo y, por otra, la comodidad de los ocupantes.

Una suspensión debe tener dos características especiales; la elasticidad, para evitar golpes en el bastidor debidos a las irregularidades del terreno y la amortiguación, que impida un excesivo balanceo de los elementos que constituyen la suspensión.

Con respecto a la suspensión, el peso del vehículo se divide en dos partes:

- La masa suspendida, que comprende todos los elementos cuyo peso es soportado por el chasis o bastidor (motor, carrocería, caja de cambios, etc.).
- La masa no suspendida, que abarca el resto de partes del vehículo como la suspensión, los brazos de la dirección, trapecios, manguetas, discos de freno, etc. es la parte del vehículo que está permanentemente en contacto con la calzada.

El sistema de suspensión se puede considerar como parte de la masa no suspendida que enlaza con la masa suspendida por medio de una unión elástica.

Además de estos objetivos fundamentales que debe cumplir cualquier sistema de suspensión, este debe realizar funciones tan importantes como soportar el peso del vehículo, mantener la posición de los neumáticos y la geometría de la dirección en perfecto estado de funcionamiento respecto a la superficie de la carretera en curvas o reducir el efecto de las fuerzas excitadoras. [5]

2.2.2. Componentes de la suspensión de un vehículo

En el sistema de suspensión hay dos funciones principales a realizar: almacenar y absorber energía. Estas dos funciones las realizan normalmente dos componentes distintos: los elementos elásticos, comúnmente llamados resortes, y los elementos amortiguadores. [6]

La clasificación de los componentes de la suspensión se divide en:

- Elementos elásticos de suspensión:

Muelles helicoidales, Ballestas y barras de torsión.

- Elementos de amortiguación de la suspensión:

Amortiguadores hidráulicos bitubo o monotubo.

Una clasificación general se puede dividir en dos grandes grupos: suspensiones de eje rígido o dependiente y suspensiones independientes. La diferencia conceptual principal entre ellos es que, en los primeros, el movimiento de una rueda afecta al de la otra, por estar ambas conectadas entre sí rígidamente, cosa que no sucede en los sistemas independientes, por lo que el movimiento de una rueda no depende del de la otra.

Estas clasificaciones están detalladas en el ANEXO I.

2.3. Efectos de la adicción de masa no suspendida

2.3.1. Introducción

La instalación de motores en las ruedas, como se ha propuesto para el vehículo eléctrico, supone la adición de masa no suspendida, que es aquella no soportada por la suspensión y compuesta por la masa de los neumáticos, llantas, ejes, rodamientos, frenos, y parte de la masa de la suspensión. La intención de este apartado es estudiar las consecuencias que provoca este aumento de masa en la estabilidad, seguridad y confort del vehículo.

Para analizar cómo influye la modificación de la masa no suspendida, se compara el comportamiento vertical de los vehículos de motor de combustión y eléctrico a través de diferentes herramientas. [1]

2.3.2. Estudios de la influencia de la masa no suspendida

La influencia de la masa no suspendida se define como un factor a importante estudiar para el funcionamiento adecuado del sistema, con la adicción de este sistema motor rueda este factor se ve alterado en un elevado porcentaje.

La empresa líder en el sector de motores eléctricos ruedas (in-wheel motors), Protean, presenta diferentes estudios relacionados con el aumento de la masa rueda.

La adicción de masa no suspendida puede influenciar tanto en el agarre y en el manejo del vehículo. [9]

Modelado del sistema:

- Modelo vertical de un $\frac{1}{4}$ de vehículo
- Parámetros:

Rango de masa del eje: 720 kg - 2300kg

Rango de masa no suspendida: de 50 a 80 kg

Frecuencias paseo primarias: 0,8 Hz - 2,5 Hz

Relaciones de amortiguación: 3% - 180%

El tratamiento de los parámetros y los diferentes datos permiten obtener diferentes conclusiones. Una pequeña reducción de la agilidad y rendimiento del vehículo, pudiéndose recuperar con pequeños ajustes del sistema. El aumento de esta masa no suspendida aumenta el aislamiento de la alta frecuencia.[9]

La flexibilidad y diferentes configuraciones de los motores ruedas da lugar a grandes ventajas dinámicas.

Las desventajas aparecen con un elevado aumento de la masa no suspendida, valores próximos a 120 kg, donde los elementos de la dirección son subjetivamente más degradados.

Los análisis indican que la variación de superficie de la carretera y la calidad de los neumáticos son factores más influyentes que la masa no suspendida.

Los factores positivos de los sistemas in-wheel motors son superiores a los cambios negativos en la adicción de masa no suspendida. [9]

Todos estos aspectos se han examinado en detalle y se pueden resumir así:

- Paseo general: la influencia de la rugosidad de la carretera influencia en mayor medida en los resultados en comparación con la influencia de la adición masa no suspendida.
- Paseo principal: No se producen cambios importantes en relación con la carretera, ligera degradación del rendimiento pavimento rugoso.
- Paseo secundario: La degradación ligera del rendimiento tanto en pavimento rugoso como liso puede requerir cambios en los componentes de seguridad o suspensión.
- Refinamiento: Cambios en los componentes de la suspensión pueden ser necesarios para recuperar la pequeña pérdida de comportamiento.
- La seguridad activa: Se produce una pérdida notable, pero no severa, en los niveles de adherencia en carreteras lisas y rugosas. Una ligera variación en los parámetros de amortiguación puede ser necesaria para optimizar el rendimiento.
- Manejo: Ligeros cambios en los componentes de suspensión puede ser necesaria para restaurar la agilidad.[10]

A partir del análisis de frecuencia, se puede decir que el incremento de masa no suspendida no afecta al confort de los pasajeros, pero sí tiene consecuencias en el comportamiento del vehículo, que perderá cualidades dinámicas. [11]

Otro estudio importante es desarrollado por la marca Dunlop, destina una parte muy importante de su presupuesto para investigación y desarrollo en competición. Sus explicaciones, basadas en la experiencia, son siempre interesantes.

Las masas no suspendidas son aquellas partes del vehículo que están siempre en contacto con el asfalto. Los frenos, los amortiguadores, los neumáticos, los rodamientos...etc. Todo lo que signifique hacer más ligeros estos componentes tendrá una inmediata repercusión a mejor en el vehículo.

Las masas no suspendidas afectan directamente al comportamiento del automóvil, la frenada, el agarre, la agilidad, y la recuperación de la estabilidad en un coche va directamente relacionada con estas masas. Una rueda en movimiento tiene un efecto giroscópico, es decir que cuanto más pesa, más difícil de girar es. Aumentar un kilo de peso en una rueda de un coche es como sumarle cuatro kilos más, y viceversa.

Por ejemplo, cambia las llantas de un coche por otras que pesen cuatro kilos menos cada una, supone una cura de adelgazamiento de 16 kilos, multiplicado por cuatro son 64 kg menos de mejor.[12]

3. Modelo de dinámica vertical

3.1. Modelo de 2-GDL: Modelo de Cuarto de vehículo

Este modelo se centra en el análisis de un cuarto de vehículo, permitiendo el estudio de los factores más importantes que afectan al comportamiento de los vehículos, así como el análisis del confort en la marcha. [13]



Figura 7: Esquema modelo de cuarto de vehículo

3.1.1. Descripción del modelo matemático

Este modelo considera dos grados de libertad: el movimiento de las masas $M1$ y $M2$. Está definido por los siguientes elementos:

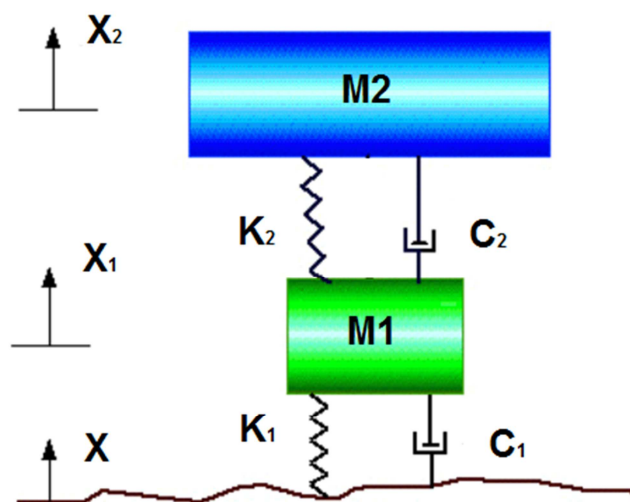


Figura 8: Diagrama sólido libre

M_1 = Masa no suspendida

M_2 = Masa suspendida

K_1 = Cte. de rigidez vertical del neumático

C_1 = Cte. de amortiguamiento del neumático

K_2 = Cte. de rigidez vertical de la suspensión

C_2 = Cte. de amortiguamiento de la suspensión

La ecuación del sistema puede ser considerada a través de la representación Estado-Espacio, la cual tiene la forma:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu & \text{Ecuación de estado} \\ y = Cx & \text{Ecuación de salida} \end{cases}$$

Donde:

\mathbf{x} = vector de estado del sistema

\mathbf{u} = vector de entrada

\mathbf{y} = vector de salida

En el desarrollo del modelo de solido libre, se obtiene las ecuaciones dinámicas del sistema:

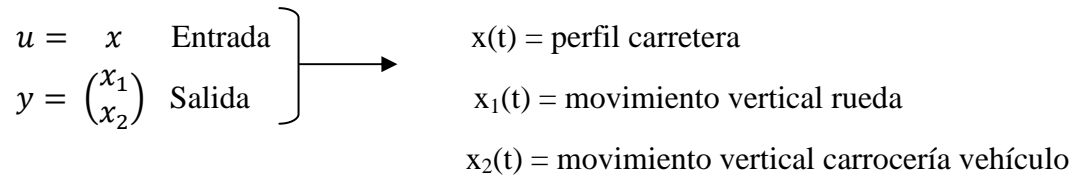
$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= K_1(x - x_1) + K_2(x_2 - x_1) + C_1(\dot{x} - \dot{x}_1) + C_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 &= k_2(x_1 - x_2) + C_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \end{aligned} \right\}$$

También se pueden expresar en forma matricial:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-K_1 - K_2}{m_1} & \frac{K_2}{m_1} & \frac{-C_1 - C_2}{m_1} & \frac{C_2}{m_1} \\ \frac{K_2}{m_2} & -\frac{K_2}{m_2} & \frac{C_2}{m_2} & \frac{-C_2}{m_2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{K_1}{m_1} & \frac{C_1}{m_1} \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ \dot{x} \end{pmatrix}$$

Para resolver el modelo planteado se ha utilizado el software Matlab/Simulink, por su facilidad de desarrollo y aplicación.

Este sistema se puede interpretar de la siguiente forma:



La resolución teórica exacta de este sistema es larga y compleja.

- Frecuencias naturales sin amortiguamiento ($C_1=C_2=0$):

$$w^2 = \frac{K_1 + K_2}{2m_1} + \frac{K_2}{2m_2} + \sqrt{\frac{1}{4} \left[\frac{K_1 + K_2}{m_1} + \frac{K_2}{m_2} \right]^2 - \frac{K_1 K_2}{m_1 m_2}}$$

Como casos particulares se pueden analizar los siguientes:

$$1. \quad m_2 \gg m_1 \quad w = \sqrt{\frac{K_1 + K_2}{m_1}}$$

$$2. \quad K_1 \gg K_2 \quad w = \sqrt{\frac{K_2}{m_2}}$$

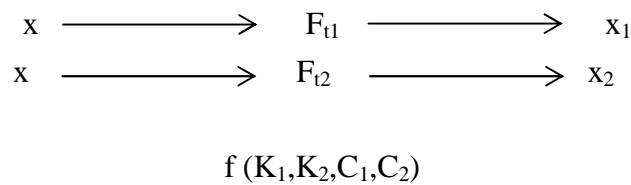
$$3. \quad K_2 \gg K_1 \quad w = \sqrt{\frac{K_1}{m_1 + m_2}}$$

3.1.2. Funciones de transferencia

La función de transferencia se define, de forma simplificada, como el cociente entre la transformada de Laplace de la salida de un sistema y la transformada de la entrada al sistema. En el caso de salidas múltiples (sistemas de más de un grado de libertad), como es el caso del modelo utilizado, cada par entrada-salida define una función de transferencia distinta: [5]

$$F_{t1} = \frac{X_1}{X}$$

$$F_{t2} = \frac{X_2}{X}$$



Para re-escribir las ecuaciones dinámicas del sistema en el dominio de Laplace, se necesita el siguiente proceso:

$$\ddot{x}_1 = x_1 s^2 ; \dot{x}_1 = x_1 s ; \ddot{x}_2 = x_2 s^2 ; \dot{x}_2 = x_2 s$$

Obteniendo:

$$\left. \begin{array}{l} m_1 x_1 s^2 = K_1(x - x_1) + K_2(x_2 - x_1) + C_1 s(x - x_1) + C_2 s(x_2 - x_1) \\ m_2 x_2 s^2 = K_2(x_1 - x_2) + C_2 s(x_1 - x_2) \end{array} \right\}$$

Agrupando términos:

$$\left. \begin{array}{l} x_1 \left[\overbrace{m_1 s^2 (C_1 + C_2) s + (K_1 + K_2)}^a \right] = x \left[\overbrace{C_1 s + K_1}^b \right] + x_2 \left[\overbrace{C_2 s + K_2}^c \right] \\ x_2 \left[\overbrace{m_2 s^2 + C_2 s + K_2}^d \right] = x_1 \left[\overbrace{C_2 s + K_2}^e \right] \end{array} \right\}$$

Agrupando los elementos en polinomios, obtenemos:

$$\left. \begin{array}{l} x_1 a = x b + x_2 c \\ x_2 d = x_1 e \end{array} \right\} \longrightarrow x_1 = x_2 \frac{e}{d} \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} \frac{x_2}{x} = \frac{b e}{a d - c e} = F_{t2} \\ \frac{x_1}{x} = \frac{b d}{a d - c e} = F_{t1} \end{array} \right.$$

Obteniendo finalmente las dos funciones de transferencia de este modelo:

$$F_{t1} = \frac{C_1 C_2 s^2 + [K_1 C_2 + K_2 C_1] s + K_1 K_2}{m_1 m_2 s^4 [m_2 (C_1 + C_2) + m_1 C_2] s^3 + [m_2 (K_1 + K_2) + C_2 (C_1 + C_2) + m_1 K_2 - C_2^2] s^2 + [C_2 (K_1 + K_2) + K_2 (C_1 + C_2) - 2 C_2 K_2] s + [K_2 (K_1 + K_2) - K_2^2]}$$

$$F_{t2} = \frac{C_1 m_2 s^3 + [m_2 K_1 + C_1 C_2] s^2 + [K_2 C_1 + K_1 C_2] s + K_1 K_2}{m_1 m_2 s^4 [m_2 (C_1 + C_2) + m_1 C_2] s^3 + [m_2 (K_1 + K_2) + C_2 (C_1 + C_2) + m_1 K_2 - C_2^2] s^2 + [C_2 (K_1 + K_2) + K_2 (C_1 + C_2) - 2 C_2 K_2] s + [K_2 (K_1 + K_2) - K_2^2]}$$

4. Simulación dinámica de la suspensión

En este apartado se va a realizar una comparativa de las prestaciones que ofrece el vehículo equipado con el sistema de tracción eléctrico frente a otro de similares características con motorización convencional.

4.1. Análisis frecuencial

El análisis frecuencial se lleva a cabo mediante el uso de diagramas de Bode, en los que se representa la ganancia y la fase de la función de transferencia en función de la frecuencia. Para la representación de dichos diagramas se recurre al software matemático Matlab.

El diagrama de Bode proporciona información sobre la estabilidad del sistema. Para que un sistema sea estable se debe cumplir que el margen de ganancia y el margen de fase sean positivos.

En el desarrollo se ha realizado un análisis inicial de diferentes casos, cuyos datos varían en función del vehículo estudiado. Estos análisis permiten conocer la influencia de la masa no suspendida en diferentes modelos.

Para una mejor comprensión de las representaciones de Bode:

- El movimiento vertical de las ruedas y el de la carrocería están acoplados, es decir, el movimiento de uno de estos elementos afecta al otro y viceversa.
- El sistema objeto de estudio tiene dos frecuencias naturales de vibración, la de resonancia de las ruedas y la de resonancia de la carrocería. La entrada en resonancia de uno de estos elementos induce un movimiento apreciable en el otro y viceversa.

4.1.1. Caso 1: Vehículo convencional

Los diagramas de Bode obtenidos para el desplazamiento de las ruedas y el desplazamiento de este modelo, se obtienen a partir de los siguientes datos: [5]

- $m_1=120$ kg
- $m_2=425$ kg
- $C_1=150$ Ns/m
- $C_2=3000$ Ns/m
- $K_1=400000$ N/m
- $K_2=120000$ N/m
-

Representación de Bode de $Ft_1(s)$, del movimiento vertical de la rueda

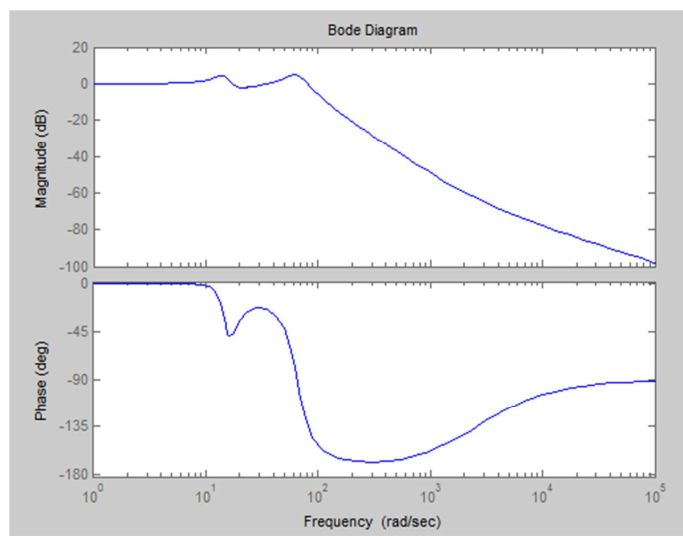


Figura 9: Función Bode desplazamiento vertical rueda caso 1

Representación de Bode de $Ft_2(s)$, del movimiento vertical de la carrocería

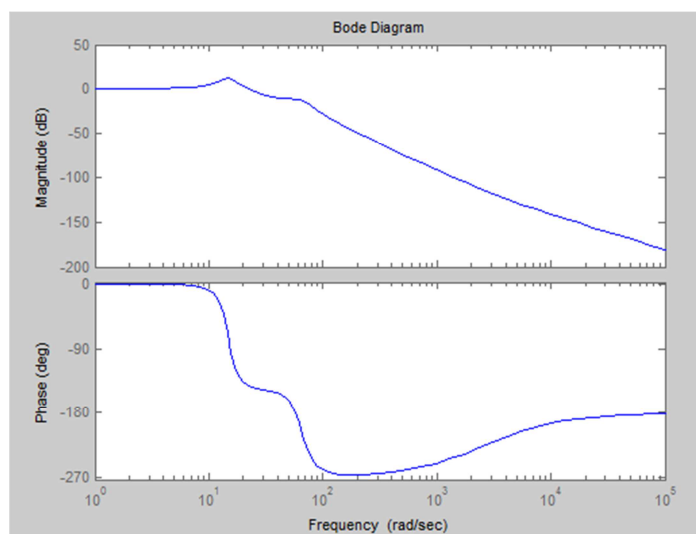


Figura 10: Función Bode desplazamiento vertical carrocería caso 1

La influencia del aumento de masa no suspendida es el objetivo de este proyecto, se ha procedido al aumento de la masa en porcentaje para conocer la influencia en el comportamiento del movimiento vertical dinámico.

Porcentaje	Masa
Actual	120kg
10%	132kg
20%	144kg
30%	156kg
40%	168kg
50%	180kg
60%	192kg
70%	204kg
80%	216kg
90%	228kg
100%	240kg
200%	360kg

Tabla 1: Aumento porcentual de masa caso 1

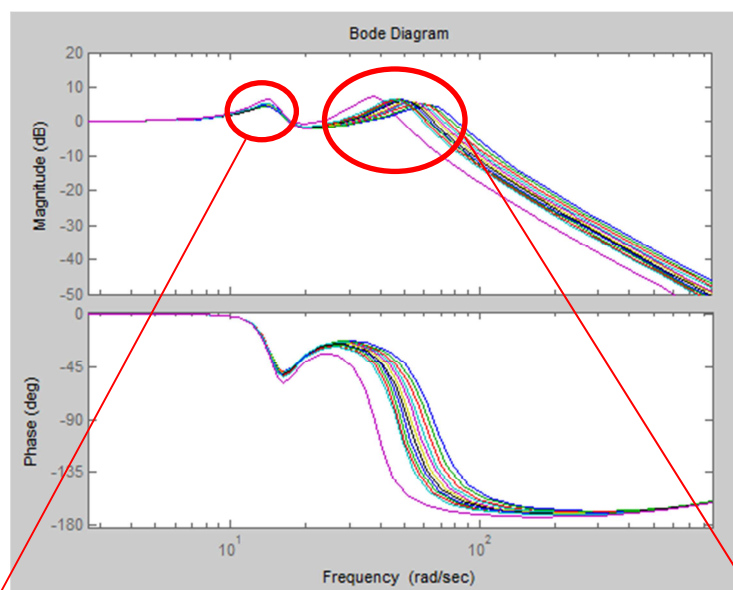
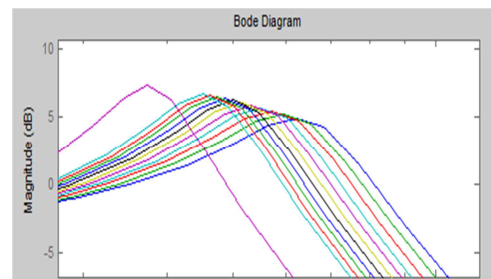
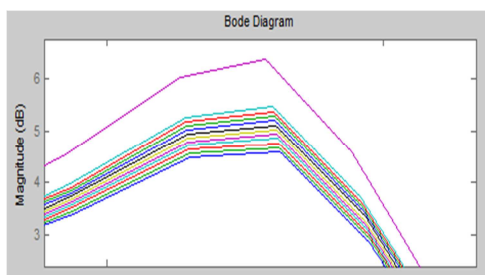


Figura 11: Función Bode aumento porcentual de masas



4.1.2. Caso 2: Vehículo Peugeot 207

Los diagramas de Bode obtenidos para el desplazamiento de las ruedas y el desplazamiento del modelo “Peugeot 207”, se obtienen a partir de los siguientes datos: [14]

- $m_1=75$ kg
- $m_2=300$ kg
- $C_1=0$ Ns/m
- $C_2=3000$ Ns/m
- $K_1=228600$ N/m
- $K_2=58530$ N/m
-

Representación de Bode de $Ft_1(s)$, del movimiento vertical de la rueda

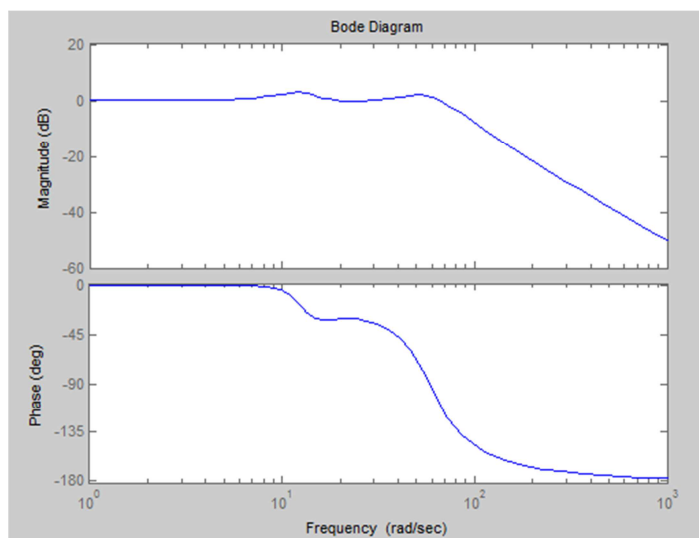


Figura 12: Función Bode desplazamiento vertical rueda caso 2

Representación de Bode de $Ft_2(s)$, del movimiento vertical de la carrocería

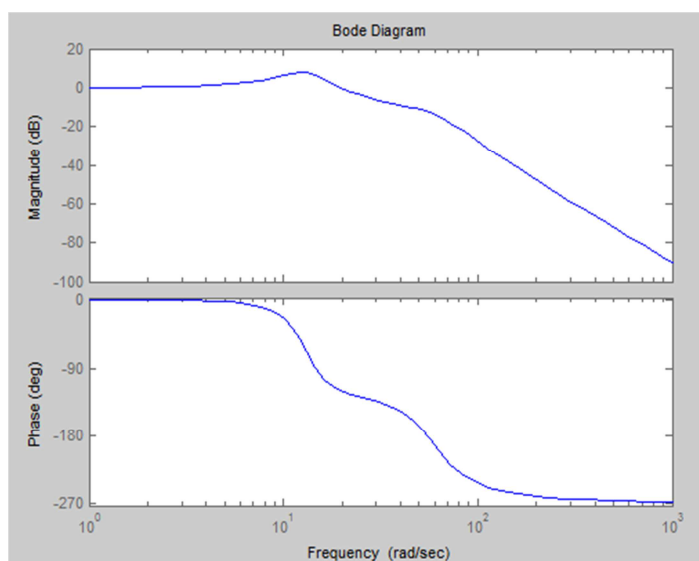


Figura 13: Función Bode desplazamiento vertical carrocería caso 2

Variación de la masa en porcentaje:

Porcentaje	Masa
Actual	75 kg
10%	82.5 kg
20%	90 kg
30%	97.5 kg
40%	105 kg
50%	112.5 kg
60%	120 kg
70%	127.5 kg
80%	135 kg
90%	142.5 kg
100%	150 kg
200%	225 kg

Tabla 2: Aumento porcentual de masa caso 2

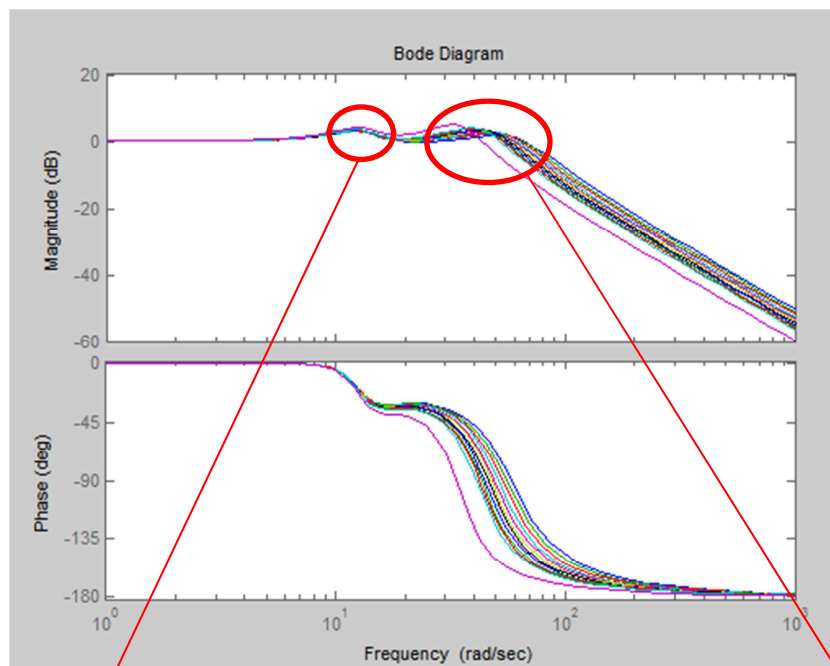
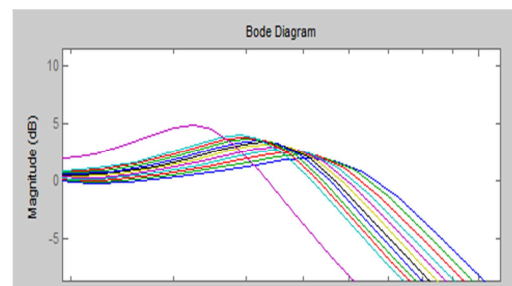
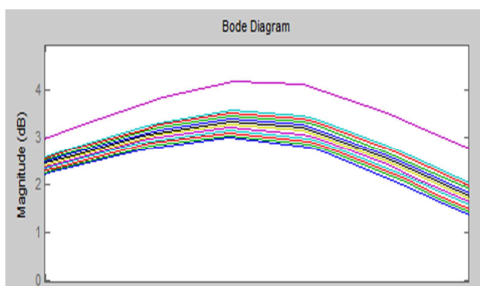


Figura 14: Función Bode aumento porcentual de masas



4.1.3. Caso 3: Vehículo Mercedes Vito

Los diagramas de Bode obtenidos para el desplazamiento de las ruedas y el desplazamiento del modelo “Mercedes Vito”, se obtienen a partir de los siguientes datos: [11]

- $m_1=60$ Kg
- $m_2=565$ Kg
- $K_1=200000$ N/m
- $K_2=60000$ N/m
- $C_1=150$ Ns/m
- $C_2=2500$ Ns/m

Representación de Bode de $Ft_1(s)$, del movimiento vertical de la rueda

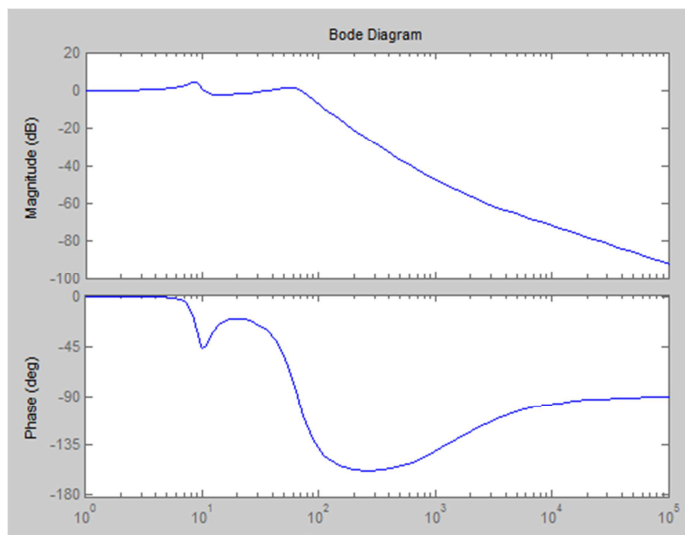


Figura 15: Función Bode desplazamiento vertical rueda caso 3

Representación de Bode de $Ft_2(s)$, del movimiento vertical de la carrocería

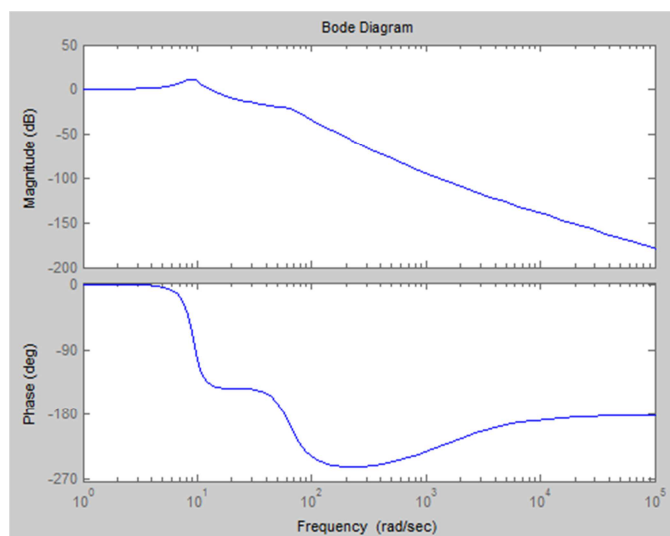


Figura 16: Función Bode desplazamiento vertical carrocería caso 3

Variación de la masa en porcentaje:

Porcentaje	Masa
Actual	60 kg
10%	66 kg
20%	72 kg
30%	78 kg
40%	84 kg
50%	90 kg
60%	96 kg
70%	102 kg
80%	108 kg
90%	114 kg
100%	120 kg
200%	180 kg

Tabla 3: Aumento porcentual de masa caso 3

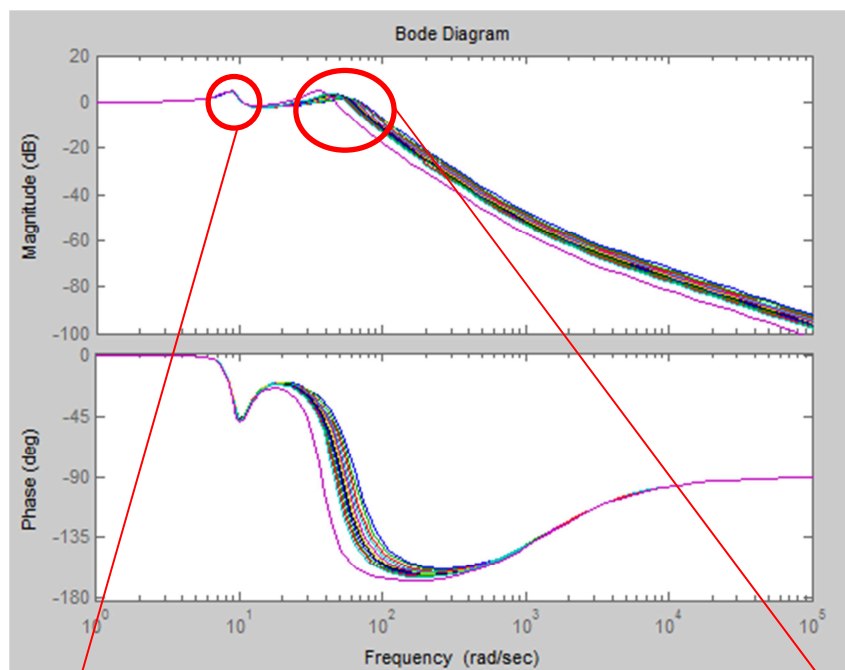
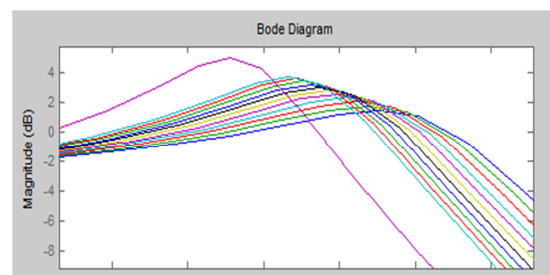
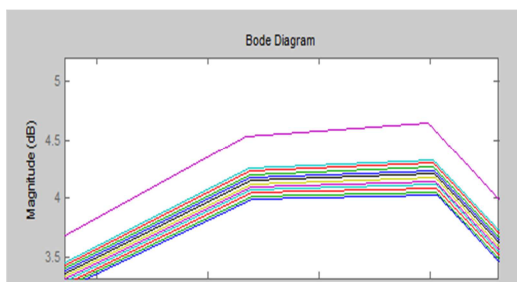


Figura 17: Función Bode aumento porcentual de masas



4.1.4. Caso a desarrollar

El vehículo a estudiar se encuadra en la clase N1 de la directiva 70/156/CEE, que engloba a vehículos de motor destinados al transporte de mercancías, que tengan por lo menos cuatro ruedas y con una masa máxima no superior a 3,5 toneladas. Para este trabajo se han tomado unas especificaciones similares a varias furgonetas comerciales de tamaño medio, semejantes a una Mercedes Vito, una Opel Vivaro o a una Volkswagen Transporter. [11]



Figura 18: Prototipo Opel Vivaro Protean

La elección en este proyecto del modelo Mercedes Vito, se debe a la existencia de un prototipo ya en funcionamiento equipado con motores rueda de Protean. El modelo desarrollado por la marca Protean es una Opel Vivaro cuyas características, nombradas anteriormente, son similares a las del vehículo Mercedes Vito.

4.1.5. Conclusiones análisis frecuencial

El diagrama de Bode también aporta información acerca de las frecuencias naturales del sistema, son aquellas que producirán la máxima oscilación en la salida.

Del estudio de los diagramas de Bode obtenidos anteriormente para los diferentes casos y las frecuencias naturales de oscilación se puede concluir que la masa no suspendida no provoca grandes alteraciones, aunque la influencia de este factor produce que las ruedas se despeguen de la carretera en mayor medida.

En cuanto a la frecuencia de resonancia de la carrocería, la variación que se da en el caso del vehículo eléctrico es mínima y permanece dentro de los límites recomendados para las personas.

Se puede decir que el incremento de masa no suspendida no afecta al confort de los pasajeros, pero si tiene consecuencias en el comportamiento del vehículo, que perderá cualidades dinámicas.

4.2. Caracterización de parámetros

En el siguiente apartado se va a estudiar el aumento porcentual de la masa no suspendida y la influencia en los factores de la suspensión para poder alcanzar los valores deseados.

4.2.1. Influencia del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión

Utilizando la herramienta Matlab, introduciendo los diferentes valores de la masa y variando los valores del coeficiente de amortiguamiento para alcanzar la situación de referencia, se obtiene la siguiente gráfica basada en los datos obtenidos en el Anexo II-1 que son los siguientes:

M (%)	C2 (Ns/m)
10	2600
20	2700
30	2800
40	2900
50	3000
60	3100
70	3200
80	3300
90	3400
100	3500
110	3600
120	3700
130	3800
140	3800
150	3900
160	4000
170	4050
180	4100
190	4200
200	4300
300	5100

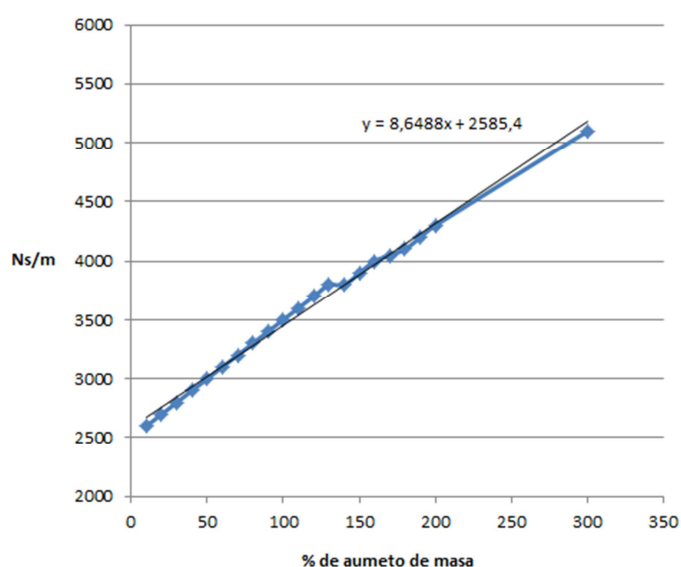


Figura 19: Gráfica influencia del coeficiente de amortiguamiento en función de la masa

La gráfica anterior muestra que el aumento del coeficiente de amortiguamiento [Ns/m] en relación con el aumento del % de masa se puede aproximar a una función lineal. Esta función lineal está mejor definida en el tramo de aumento de masa entre 10 y 130%, se muestra en la siguiente gráfica.

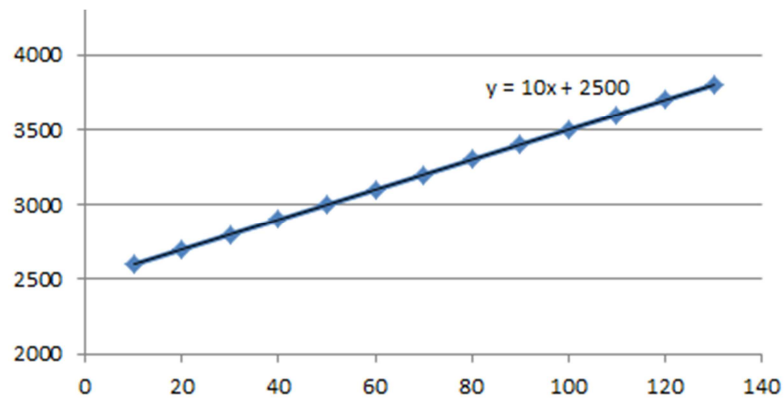


Figura 20: Gráfica lineal influencia del coeficiente de amortiguamiento en función de la masa entre 10 y 130%

El aumento del coeficiente de amortiguamiento permite conseguir un comportamiento similar al del valor de referencia, teniendo en cuenta la dicción de masa no suspendida.

4.2.2. Influencia del coeficiente de rigidez de la amortiguación

Utilizando la herramienta Matlab, introduciendo los diferentes valores de la masa y variando los valores del coeficiente de rigidez de la amortiguación para alcanzar la situación de referencia, se obtiene la siguiente gráfica basada en los datos obtenidos en el Anexo II-2 que son los siguientes:

M (%)	K2 (N/m)
10	72000
20	84000
30	93000
40	105000
50	114000
60	122000
70	130000
80	138000
90	145000
100	152000
125	164000
150	176000
175	182000
200	190000

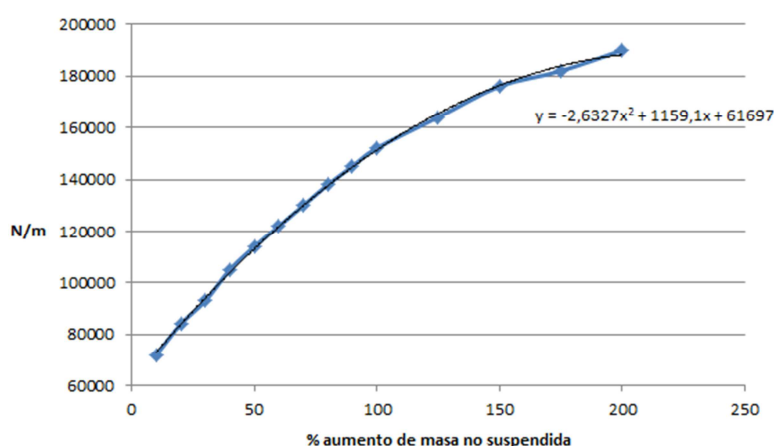


Figura 21: Gráfica influencia del coeficiente de rigidez de la suspensión en función de la masa.

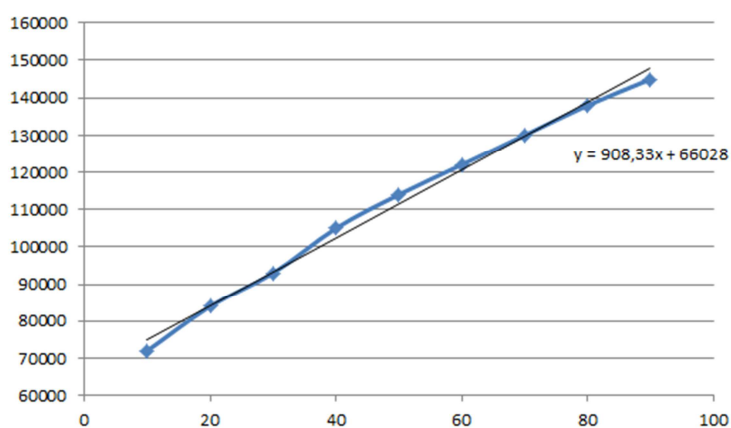


Figura 22: Gráfica lineal influencia del coeficiente de rigidez de la suspensión en función de la masa entre 10 y 90%.

La variación del coeficiente de rigidez de la suspensión en relación al aumento de la masa no suspendida se puede aproximar a un comportamiento lineal en el apartado entre 10 y 90%. Cuando el aumento de masa es mayor se observa una tendencia a un valor constante del coeficiente de rigidez de la suspensión, es decir se alcanza un valor de saturación.

4.2.3. Influencia del coeficiente de rigidez del neumático.

Utilizando la herramienta Matlab, introduciendo los diferentes valores de la masa y variando los valores del coeficiente de rigidez del neumático para alcanzar la situación de referencia, se obtiene la siguiente gráfica basada en los datos obtenidos en el Anexo II-3 que son los siguientes:

M (%)	K1 (N/m)
10	188000
20	180000
30	170000
40	162000
50	158000
60	152000
70	148000
80	142000
90	140000
100	136000
125	130000
150	124000
175	120000
200	116000

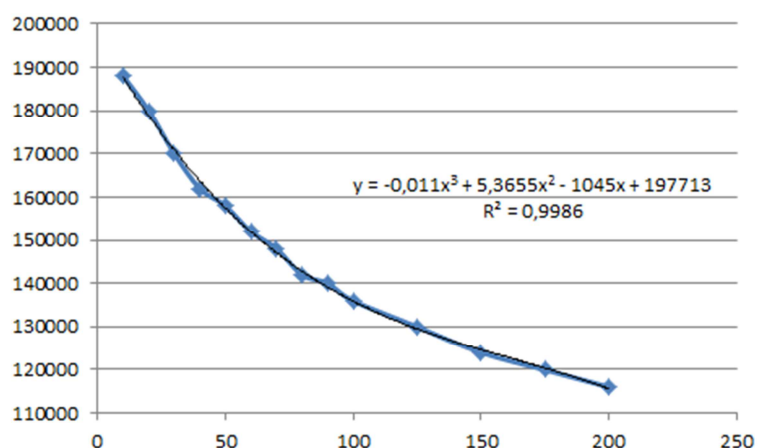


Figura 23: Gráfica influencia del coeficiente de rigidez del neumático en función de la masa.

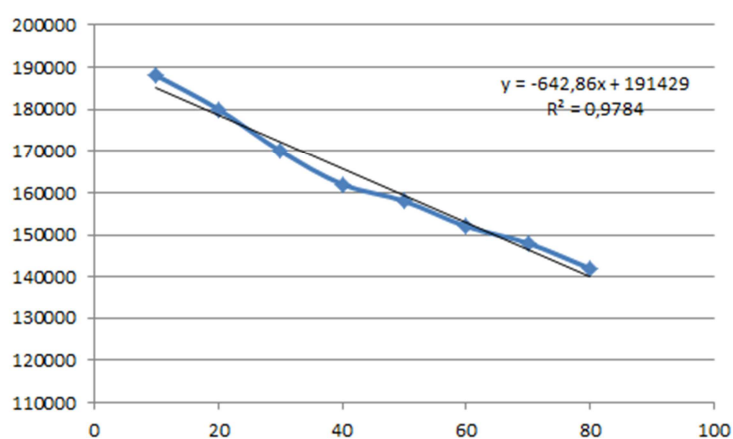


Figura 24: Gráfica lineal influencia del coeficiente de rigidez del neumático en función de la masa entre 10 y 80%

La variación del coeficiente de rigidez del neumático en relación al aumento de la masa no suspendida se puede aproximar a un comportamiento lineal en el apartado entre 10 y 80%. Cuando el aumento de masa es mayor se observa una tendencia a un valor constante del coeficiente de rigidez del neumático, es decir se alcanza un valor de saturación.

Utilizando los diferentes valores obtenidos para los parámetros de la suspensión de un vehículo en función del aumento de masa no suspendida, se puede representar la siguiente función que permite conocer la influencia de cada parámetro en relación con el aumento del porcentaje.

En la siguiente tabla aparecen los valores obtenidos:

M (%)	C2	K2	K1
10	2600	72000	188000
20	2700	84000	180000
30	2800	93000	170000
40	2900	105000	162000
50	3000	114000	158000
60	3100	122000	152000
70	3200	130000	148000
80	3300	138000	142000
90	3400	145000	140000
100	3500	152000	136000
125	3750	164000	130000
150	3900	176000	124000
175	4075	182000	120000
200	4300	190000	116000

Tabla 4: Valor de los parámetros en función del aumento de masa

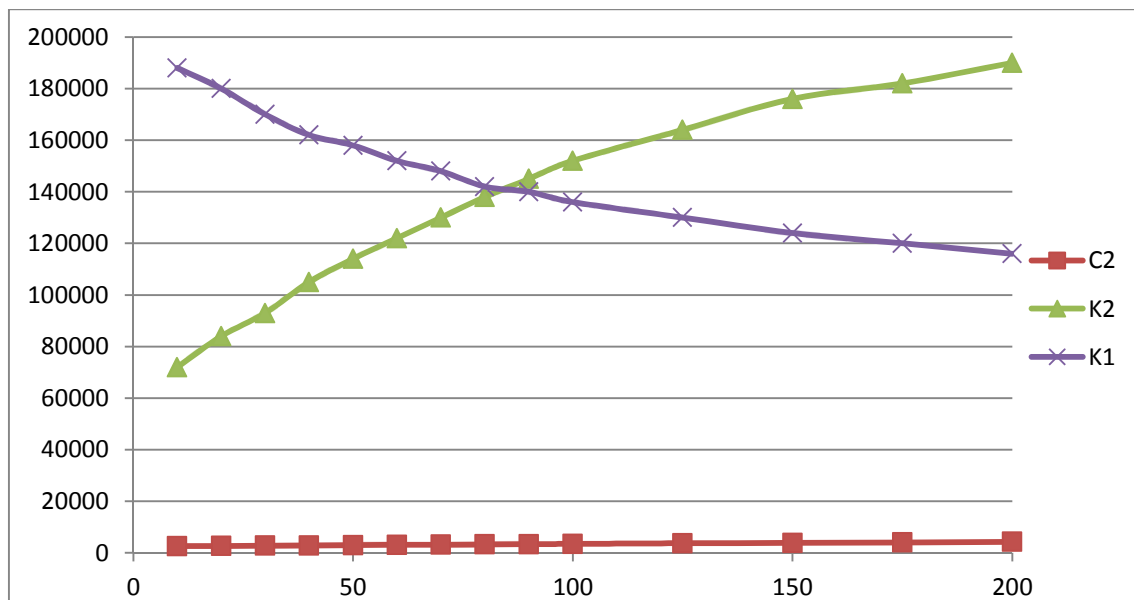


Figura 25: Representación gráfica tres parámetros modificados en función del aumento porcentual de la masa no suspendida.

4.2.4. Relación de la influencia de los parámetros

Después del estudio de la influencia de los diferentes parámetros se ha obtenido diferentes relaciones numéricas de los parámetros.

Las relaciones numéricas obtenidas se pueden aproximar a funciones lineales dentro de unos intervalos.

La influencia del factor de amortiguamiento se puede aproximar a la función siguiente en el intervalo entre 10 y 130%:

$$y1 = 10x + 2500$$

La influencia del factor del coeficiente de rigidez de la amortiguación se puede aproximar a la función siguiente en el intervalo entre 10 y 90%:

$$y2 = 908.33x + 66028$$

La influencia del factor del coeficiente de rigidez de la amortiguación se puede aproximar a la función siguiente en el intervalo entre 10 y 80%:

$$y3 = -642.86x + 191429$$

Se puede observar que los intervalos de los coeficientes de rigidez donde sus funciones se pueden aproximar a funciones lineales, son similares. Esto quiere decir que un aumento de masa mayor de este intervalo se puede definir como valor de saturación, tendiendo a ser constante en función del aumento de masa.

El siguiente paso es el cálculo de los valores para los cuales se produce la saturación para los parámetros de coeficiente de rigidez:

1º Cálculo del 90% del aumento de masa

$$x = 90\% [114 \text{ Kg}]$$

2º Cálculo del valor para cada función lineal

$$y2 = 147773.7 \text{ N/m}$$

$$y3 = 1333571.6 \text{ N/m}$$

3º Relación con el valor lineal

$$y1 = 3400 \text{ Ns/m}$$

A partir de estos valores se puede deducir, que por encima de los valores de $y2$ e $y3$, el aumento de este coeficiente tiende a ser constante, es decir, que la variación de este parámetro para valores elevado de masa este no se puede modificar para conseguir los valores de referencia.

4.2.5. Aplicación vehículo real.

En este apartado se va a realizar el estudio del caso del vehículo a estudiar, para tomar valores de referencia.

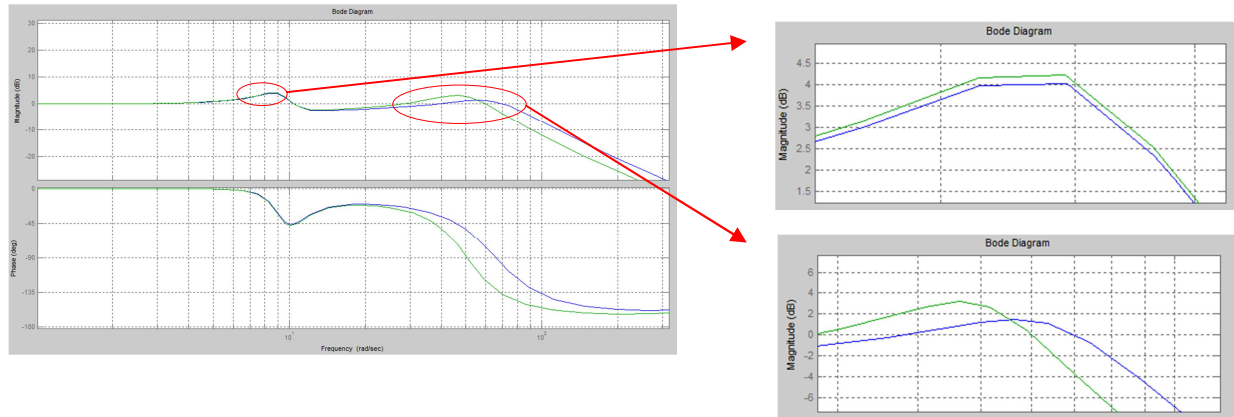




Figura 26: Funciones Bode para 60 y 100Kg

-  $m_2=60\text{kg}$
-  $m_2=100\text{kg}$

Las funciones Bode obtenidas presentan zonas donde la frecuencia de resonancia posee valores máximos. En las gráficas anteriores se produce un aumento en la frecuencia de resonancia del desplazamiento vertical de la rueda, es decir, se despega del perfil de carretera en un valor más elevado que el valor de referencia.

Para solventar esta variación producida por el aumento de masa no suspendida se procede al estudio de la influencia de la variación de diferentes parámetros del sistema de amortiguación de un vehículo.

1º Aumentar coeficiente de amortiguamiento:

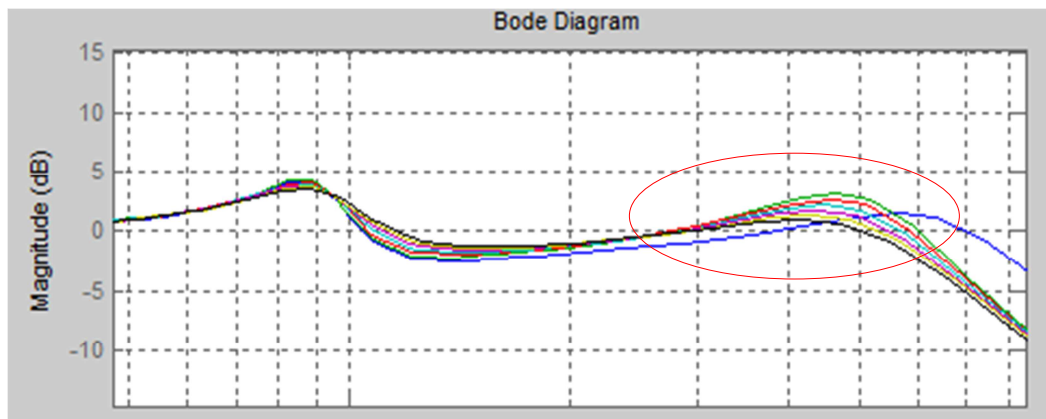
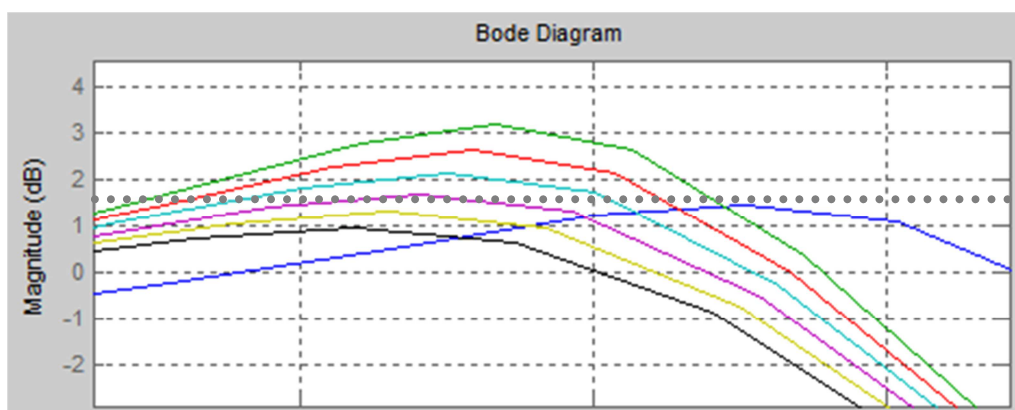


Figura 27: Funciones Bode para diferentes valores del amortiguamiento de la suspensión.

Los valores de C2 son los siguientes:

- C2=2500 Ns/m (m=60 Kg) —
- C2=2500 Ns/m (m=100 Kg) —
- C2=2700 Ns/m —
- C2=2900 Ns/m —
- C2=3100 Ns/m —
- C2=3300 Ns/m —
- C2=3500 Ns/m —



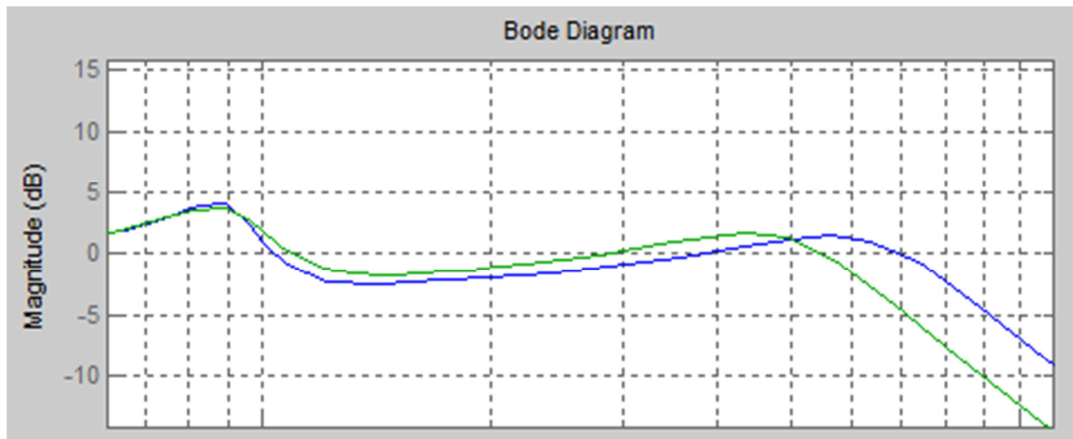


Figura 28: Función de Bode comparación de valores de amortiguamiento de la suspensión

- $C2 = 2500 \text{ Ns/m}$; $m = 60 \text{ Kg}$
- $C2 = 3150 \text{ Ns/m}$; $m = 100 \text{ Kg}$

Con un valor de $C2$ igual a 3150 Ns/m se consigue una respuesta del movimiento vertical de la rueda con mayor masa no suspendida similar al valor de referencia.

2º Aumentar coeficiente de rigidez de la suspensión:

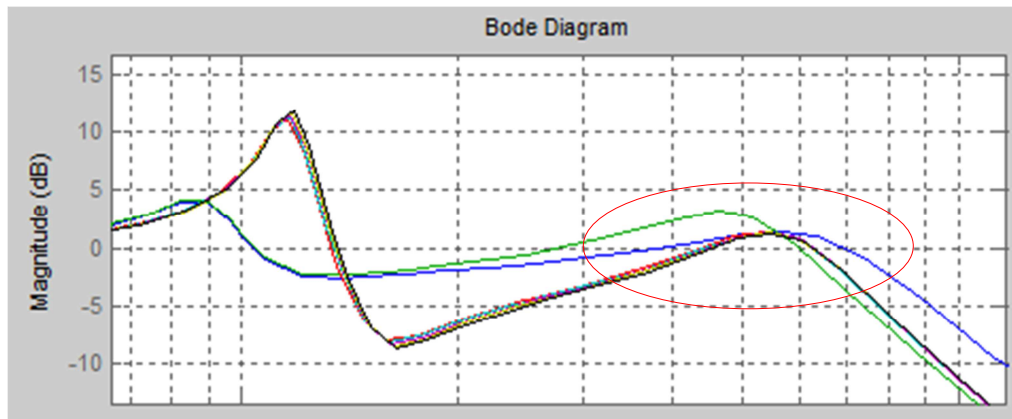
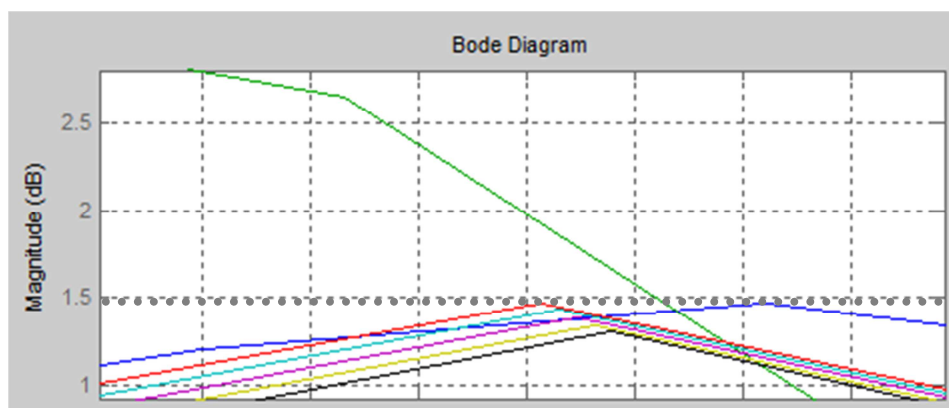


Figura 29: Funciones Bode para diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.

Los valores de K_2 son los siguientes:

- $K_2=60000$ N/m [$m=60$ Kg] —
- $K_2=60000$ N/m [$m=100$ Kg] —
- $K_2=128000$ N/m —
- $K_2=130000$ N/m —
- $K_2=132000$ N/m —
- $K_2=134000$ N/m —
- $K_2=136000$ N/m —



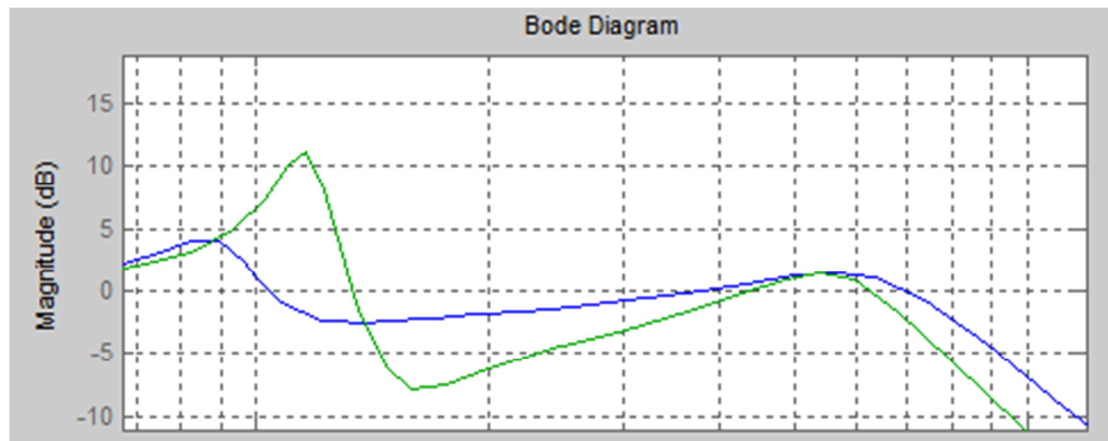


Figura 30: Función de Bode comparación de valores del coeficiente de rigidez de la suspensión

- $K_2 = 60000 \text{ Ns/m} ; m = 60 \text{ Kg}$
- $K_2 = 128000 \text{ Ns/m} ; m = 100 \text{ Kg}$

Con un valor de K_2 igual a 128000 Ns/m se consigue una respuesta del movimiento vertical de la rueda con mayor masa no suspendida similar al valor de referencia.

3º Disminuir coeficiente de rigidez del neumático:

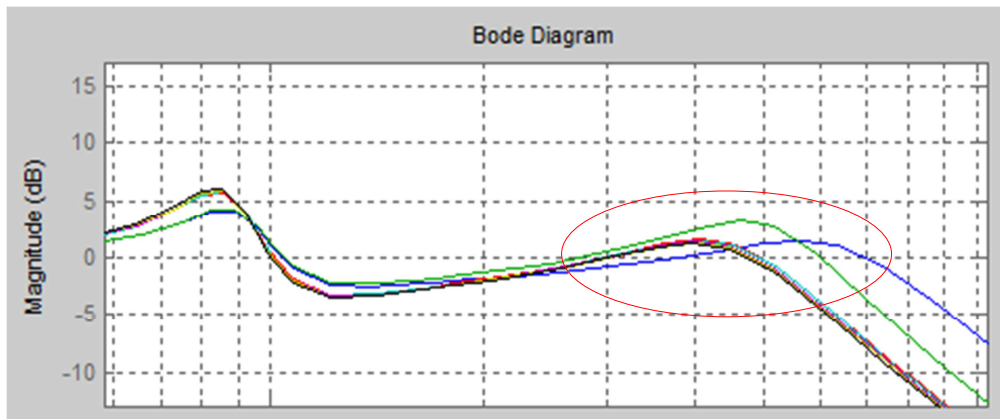
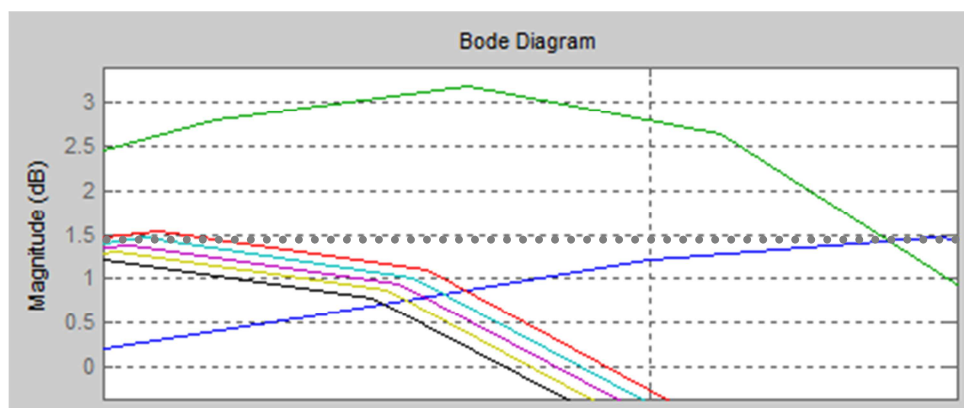


Figura 31: Funciones Bode para diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático

Los valores de K1 son los siguientes:

- $K1=200000 \text{ N/m}$ [$m=60 \text{ Kg}$] —
- $K1=200000 \text{ N/m}$ [$m=100 \text{ Kg}$] —
- $K1=150000 \text{ N/m}$ —
- $K1=148000 \text{ N/m}$ —
- $K1=146000 \text{ N/m}$ —
- $K1=144000 \text{ N/m}$ —
- $K1=142000 \text{ N/m}$ —



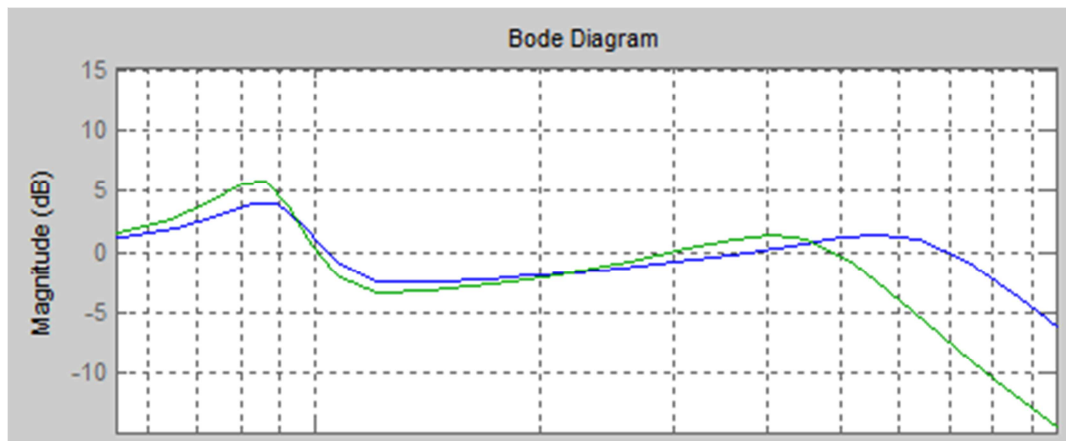


Figura 32: Función de Bode comparación de valores del coeficiente de rigidez del neumático

- $K1 = 200000 \text{ Ns/m}$; $m = 60 \text{ Kg}$
- $K1 = 148000 \text{ Ns/m}$; $m = 100 \text{ Kg}$

Con un valor de $K1$ igual a 148000 Ns/m se consigue una respuesta del movimiento vertical de la rueda con mayor masa no suspendida similar al valor de referencia.

4.3. Modelado en Simulink

Para verificar los datos proporcionados por el análisis en frecuencia se va a comprobar la respuesta temporal de las ruedas en diferentes situaciones. Se utiliza la herramienta de Matalab, Simulink, que permite simular la respuesta del modelo de cuarto de vehículo frente a diferentes entradas de la carretera.

4.3.1. Simulación temporal

En este apartado la simulación desarrollada es representar un bache de 10cm de ancho por 10 cm de alto, que los coches superarán a velocidades de 10 km/h y 60 km/h.

La siguiente figura muestra el esquema de la simulación de Simulink:

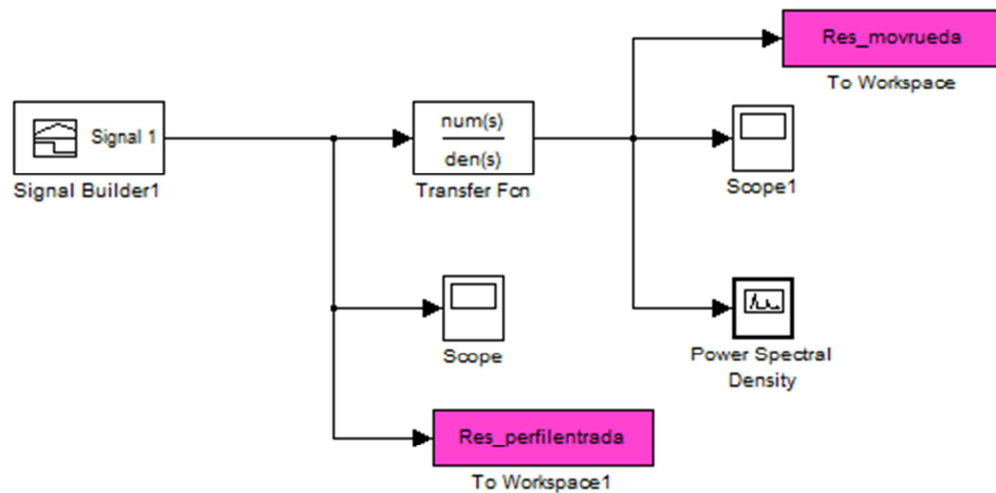


Figura 33: Esquema Simulink simulación temporal

La entrada de datos de esta simulación es simple, se introducen valores de perfil de carretera de un bache, variando el tiempo de ejecución para simular las diferentes velocidades. Esta simulación permitirá simular un perfil de carretera básico con un nivel bajo de irregularidades. Los datos de entrada son introducidos con la función “Signal Builder”, permite generar una señal similar a un escalón.

En el esquema siguiente se muestran las entradas al sistema para representar los baches.

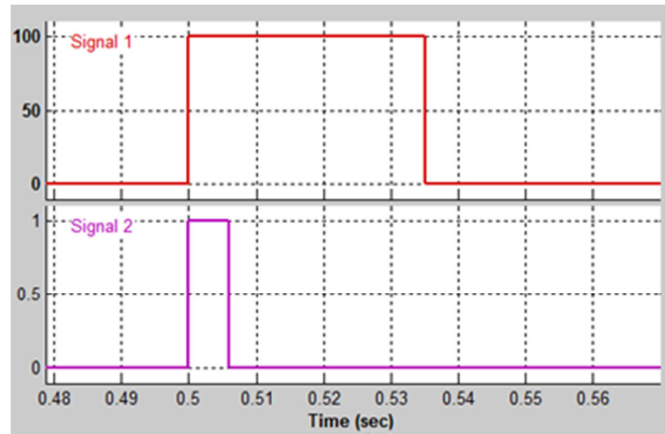


Figura 34: Entradas perfil de carretera. Signal 1 10Km/h y Signal 2 60Km/h

Las siguiente grafica muestran el movimiento de las ruedas respecto a un único bache a velocidades de 10 y 60 Km/h. El principal objetivo es que movimiento de las ruedas siga de la mejor manera el perfil de la carretera obteniendo un comportamiento dinámico adecuado del vehículo.

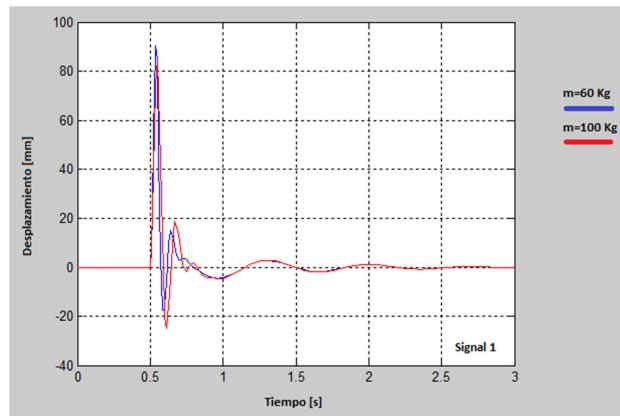


Figura 35: Gráfica movimiento rueda para velocidad 10Km/h

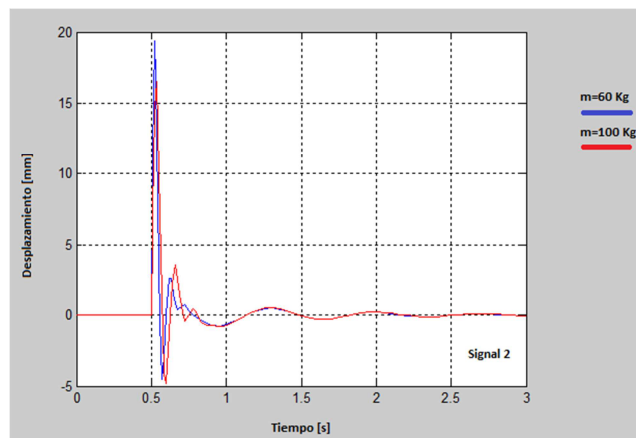


Figura 36: Gráfica movimiento rueda para velocidad 60Km/h

Las diferencias entre el peso de la rueda convencional y el peso de la rueda con la adicción del motor eléctrico rueda son mínimas. A 10 km/h el desplazamiento llega casi a 95 mm en ambos casos, aunque existe un pequeño desfase en la respuesta, un poco más lenta para el vehículo con mayor masa no suspendida. A mayor velocidad, la rueda no es capaz de subir y bajar tan rápidamente como la carretera, sino que el neumático se comprime y el desplazamiento sólo llega a 20 mm. En cualquier caso, no hay pérdida de prestaciones en el vehículo ya que el efecto mencionado ocurre de igual manera en ambos vehículos.

En las siguientes gráficas se analiza la respuesta a una sucesión de baches a 10Km/h y 60 Km/h de la carrocería del vehículo.

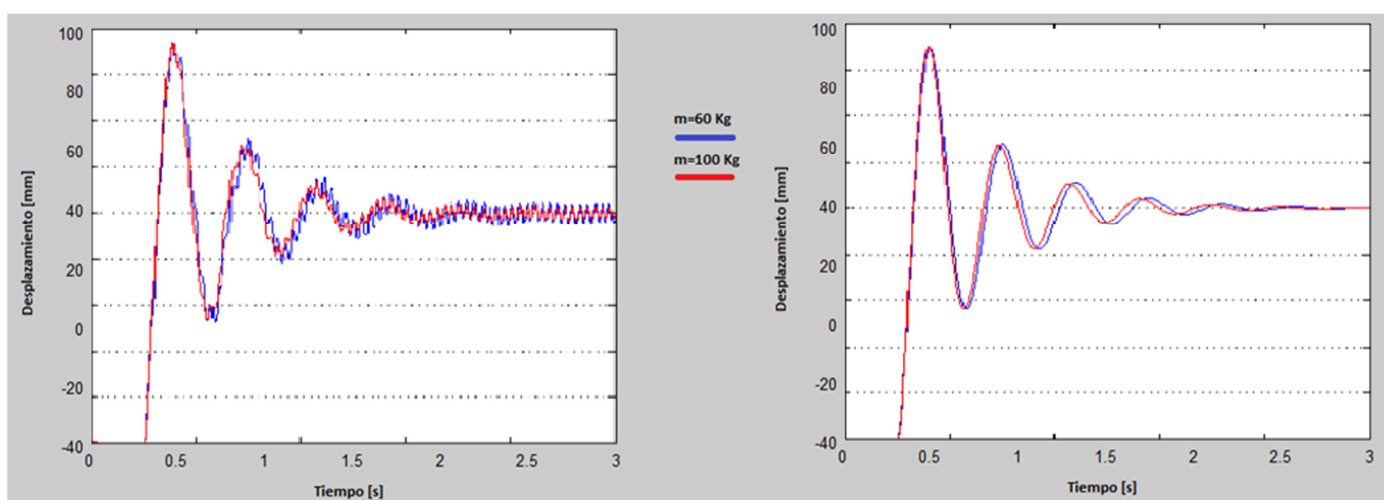


Figura 37: Gráfica respuesta movimiento de carrocería respecto a una sucesión de baches a 10Km/h (izq y a 60Km/h (drcha.)

Tras el análisis de los valores mostrados en las gráficas anteriores, las frecuencias obtenidas del movimiento vertical del chasis son similares entre el vehículo referencia y el vehículo equipado con motores rueda. Por lo tanto, el confort de los pasajeros no se verá influenciado por el aumento de masa no suspendida, pero el comportamiento dinámico del vehículo se ve influenciado. Una variación de los parámetros, como hemos estudiado anteriormente, permitiría conseguir unos resultados similares entre los dos vehículos.

4.3.2. Simulación entrada aleatoria

En este apartado se evalúa la simulación del sistema para una entrada de perfil de carretera aleatoria.

El siguiente esquema es el utilizado en la herramienta Simulink:

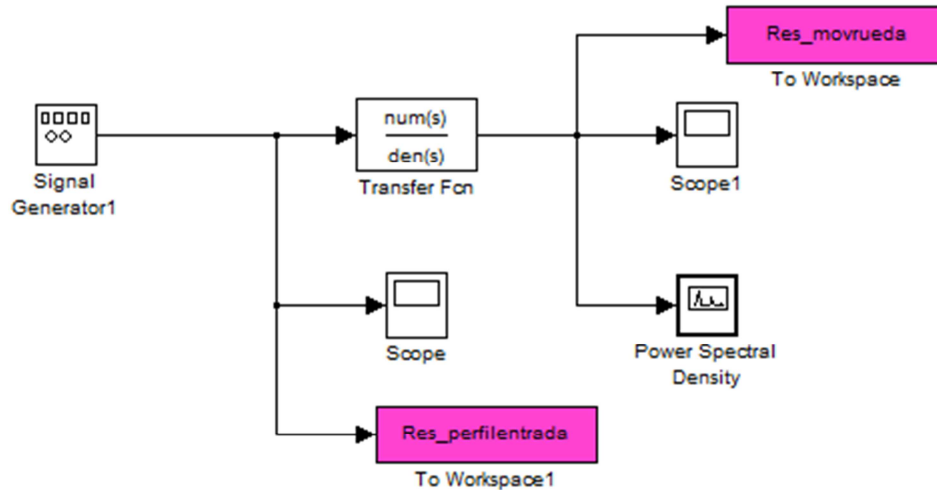


Figura 38: Esquema Simulink simulación entrada aleatoria

El perfil de entrada se define como una función aleatoria definida por una amplitud y una frecuencia. En el caso a estudiar se ha definido una entrada con una amplitud de 10 y una frecuencia de 0.2Hz.

La siguiente figura muestra el perfil de entrada aleatorio en un periodo de tiempo de 1 segundo.

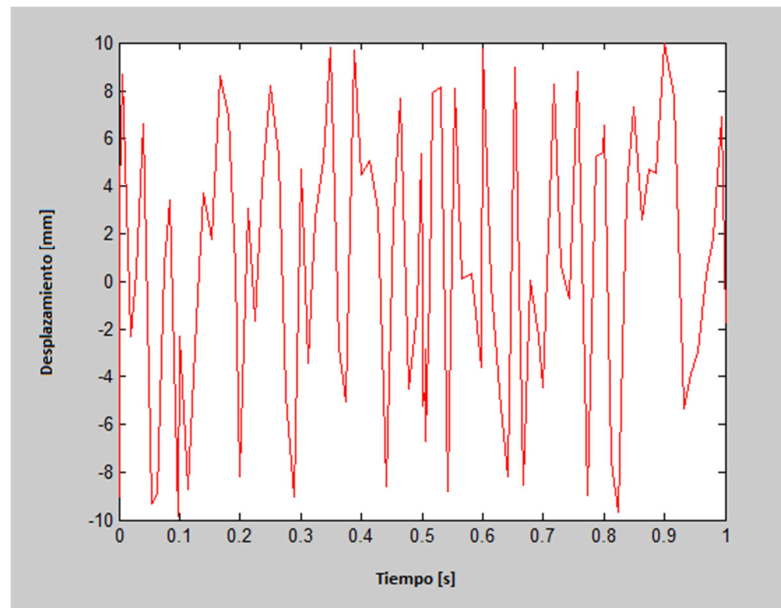


Figura 39: Gráfica perfil de entrada aleatorio

Después de la simulación del software, se ha obtenido la siguiente figura. Comparando la respuesta al perfil de carretera de entrada del movimiento vertical de la rueda.

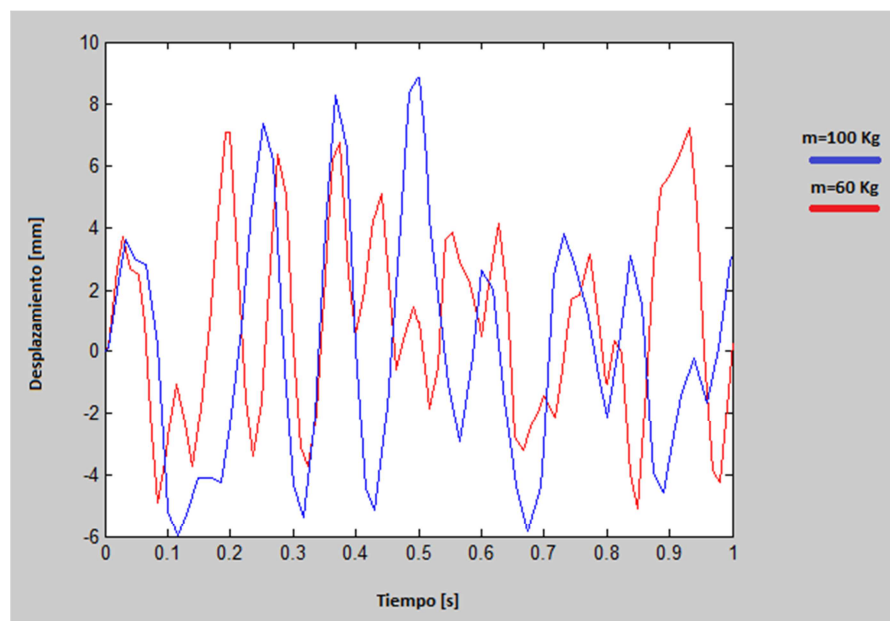


Figura 40: Gráfica movimiento rueda en respuesta al perfil de entrada

Se puede deducir a partir de la gráfica obtenida, que los desplazamientos verticales en el movimiento de la rueda alcanzan mayores valores con el aumento de la masa no suspendida.

5. Conclusiones y líneas futuras

5.1. Conclusiones

En líneas generales se puede concluir que un vehículo eléctrico equipado con motores rueda, como el propuesto en este trabajo, supone una alternativa válida a los actuales vehículos de combustión.

En el análisis realizado para comprobar los efectos de la adición de masa en las ruedas, en el apartado 4, se estudia la influencia de esta adición para 3 casos diferentes de vehículos comerciales. Se puede observar que existe una penalización sobre el comportamiento dinámico del vehículo, dada principalmente por el incremento de inercia de las ruedas, creando un aumento en las frecuencias de resonancia del movimiento vertical de la rueda. A mayor aumento de frecuencias mayor será el desplazamiento vertical de la rueda, es decir, un despegue respecto al perfil de la carretera. Esta influencia se puede observar en las diferentes gráficas de aumento porcentual de masa para cada caso.

Una vez seleccionado el modelo a desarrollar con sus parámetros originales de amortiguación, se ha procedido al estudio y caracterización de los diferentes parámetros que definen el sistema de amortiguación de un vehículo en función del aumento porcentual del valor de la masa no suspendida.

En primer lugar se realiza el estudio de **coeficiente de amortiguamiento**, apartado 4.3. Este parámetro se puede definir como el de mayor influencia, su aumento produce una mejoría del desplazamiento con respecto al suelo disminuyendo los picos de resonancia. En las gráficas obtenidas se puede observar una tendencia lineal entre el aumento de la masa y el aumento del coeficiente de amortiguamiento para conseguir las condiciones óptimas, esta tendencia lineal se produce con mayor aproximación en intervalos de aumento de masa entre el 10% y 130%.

En segundo lugar se realiza el estudio del **coeficiente de rigidez de la amortiguación**, apartado 4.3. Este parámetro posee una influencia menor que el coeficiente de amortiguamiento, es decir, menos apreciable. En las gráficas obtenidas se puede observar una tendencia lineal entre el aumento de masa y el aumento de coeficiente de rigidez en el intervalo de aumento de masa entre el 10% y 90%, un mayor aumento de masa produce una tendencia a un valor constante del coeficiente de rigidez de la amortiguación.

En tercer lugar se realiza el estudio del **coeficiente de rigidez del neumático**, apartado 4.3. Al aumentar este parámetro, como en los casos anteriores, se produce un aumento de la frecuencia de resonancia del movimiento de la rueda lo que indica un aumento del movimiento vertical de la rueda. Para el estudio realizado, los valores del coeficiente se han disminuido influenciando en la mejora del movimiento de la rueda. En las gráficas obtenidas del estudio se puede observar que una tendencia lineal entre el aumento de masa y la disminución del coeficiente de rigidez del neumático en el intervalo entre 10 y 80%, un mayor aumento de la masa produce una tendencia a un valor constante del coeficiente de rigidez del neumático.

Como conclusión, los parámetros que definen la suspensión del vehículo se pueden caracterizar para conseguir las necesidades requeridas. Algunos de los parámetros estudiados poseen mayor o menor influencia, pero todos permiten una configuración idónea.

5.2. Líneas futuras

El principal objetivo a lograr para el futuro sería la implicación de grandes empresas del automóvil en el desarrollo de esta tecnología para la comercialización en masa de los vehículos equipados con motores rueda, demostrando en este proyecto que es viable la instalación de este sistema con la previa configuración del sistema de suspensión del vehículo.

Las posibles líneas a investigar en un futuro son:

- Búsqueda de la relación entre los diferentes parámetros para conseguir una caracterización conjunta, permitiendo variar los factores conjuntamente en búsqueda del manejo y maniobrabilidad óptimo.
- Nuevas inversiones y comercialización del sistema motor rueda para mejorar la tecnología actual.
- Investigación y descubrimiento de materiales que permitan un mínimo aumento de la masa no suspendida.
- Nuevos sistemas de suspensión de vehículos que aporten una simplificación de los parámetros que los caracterizan.

6. Referencias

- [1] “Ruedas con motores eléctricos integrados ¿Qué pueden aportar al vehículo eléctrico?”, David Clavero. 14 de Marzo de 2013.
<http://www.tecmovia.com/2013/03/14/ruedas-con-motores-electricos-integrados-que-pueden-aportar-al-vehiculo-electrico/>
- [2] “La innovación en Michelin más allá de los neumáticos”, CESVIMAP. 2010.
http://www.mapfre.com/wcesvimap/es/cinformativo/EneSec2010_0031.shtml
- [3] “Motores eléctricos en las ruedas”. Motorpasion futuro. 23 de abril de 2011.
<http://www.motorpasionfuturo.com/coches-electricos/motores-electricos-en-las-ruedas-2>
- [4] Protean Electric Company
<http://www.proteanelectric.com/en/>
- [5] Apuntes “Dinámica vertical – Suspensiones”, Criterio de Diseño de Vehículos. Centro Politécnico Superior, Ingeniería Industrial. Curso 2010-2011
- [6] “Sistema de Suspensión”. Principios de la suspensión. 2009
<http://mecanicayautomocion.blogspot.com.es/2009/03/sistema-de-suspension.html>
- [7] Iván Mula Vivero. “Estudio del comportamiento dinámico de un vehículo utilizando la herramienta Simmechanics de Matlab”, Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica. Junio del 2009
- [8] Modelos de suspensión mecánica. Aficionados a la mecánica. 2011
<http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm>
- [9] Andrew Watts CTO, Dr Chris Hilton, Al Fraser, Martyn Anderson y Damian Harty. “Unsprung Mass “The Myths and Realities – Closing the Circle”, Protean Electric. Abril 2011
- [10] Martyn Anderson y Damian Harty. “Unsprung Mass with In-Wheel Motors - Myths and Realities”, Protean Electric. 2013
- [11] Enrique Yáñez Fraile. “Introducción de Elementos Estructurales para la Mejora de la Seguridad Pasiva en un Vehículo Comercial para el Transporte Urbano”. Abril de 2012
- [12] Dunlop Inside Racing. Germa Ferrao. 2 de Diciembre de 2011.
<http://www.curvasenlazadas.com/591/masas-no-suspendidas>
- [13] F. Aparicio, C. Vera y V. Díaz. “Teoría de los vehículos automóviles”, ETS Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid 1995.

[14] A. Navarro Arcas, E. Velasco Sánchez, S. Sánchez Mateo, M.M. Paricio Caño, M.Sanchez Lozano. “Metodología experimental para determinar el coeficiente de amortiguamiento del sistema de suspensión de un vehículo”.

Dpto de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández. 2010.

[15] Michael W. Sayers y Steven M. Karamihas. “ The little book of profiling”, Basic information about Measuring and Interpreting Road Profiles. Septiembre 1998.

ANEXO I – Componentes de la suspensión de un vehículo

1.Principales componentes de la suspensión

En el sistema de suspensión hay dos funciones principales a realizar: almacenar y absorber energía. Estas dos funciones las realizan normalmente dos componentes distintos: los elementos elásticos, comúnmente llamados resortes, y los elementos amortiguadores. [6]

1.1.Elementos elásticos de la suspensión

Los elementos elásticos de la suspensión son los elementos destinados a almacenar la energía cinética que posee la masa no suspendida con respecto a la suspendida para devolverla más tarde. Idealmente, un elemento elástico debería devolver el cien por cien de esa energía que absorbe cuando la rueda se desplaza verticalmente para posteriormente devolverla a su posición original, pero en la realidad no es así. Esto marca principalmente las diferencias entre los distintos tipos de elementos elásticos que se utilizan en un sistema de suspensión.

Este proyecto se centra en la suspensión de un vehículo convencional, siendo el muelle helicoidal el elemento elástico de la suspensión. Existen otros tipos de elementos elásticos como ballestas o barras de torsión.

- Muelles helicoidales:



Figura 41: Muelles helicoidales

Los muelles helicoidales están contruidos por una varilla de acero de diámetro comprendido, generalmente, entre 10 y 15 mm, enrollado en forma de hélice. Sus espiras extremas se hacen planas para obtener un buen asiento, tanto en la zona superior como en la inferior.

El área de la sección puede ser constante o decreciente a lo largo de su longitud. Se debe evitar el aplastamiento total del muelle en apoyos fuertes y con ello la pérdida de control del vehículo. Para que esto no se produzca, se procura que trabaje entre a mitad y los dos tercios de la carga de aplastamiento.

La flexibilidad del muelle está en función del diámetro de la varilla utilizada, del número de espiras, del ángulo de inclinación de las mismas, del diámetro del muelle y de la calidad del acero empleado para su construcción. Variando sus características constructivas, se puede conseguir que la suspensión se comporte de diferentes maneras.

Con la utilización de muelles helicoidales cónicos, en los que el diámetro de las espiras va disminuyendo progresivamente de un extremo a otro, se consigue flexibilidad progresiva, a medida que se comprime el muelle.

También existen muelles progresivos en los que la distancia entre las espigas puede ser mayor en el centro que en los extremos del muelle para, de esta forma, aumentar la rigidez progresivamente al aumentar la compresión que soporta el muelle debida a la carga. La figura muestra un ejemplo de los tres tipos de muelles helicoidales.



Figura 42: Tipos de muelles helicoidales

Los parámetros que definen un muelle helicoidal son:

- d (diámetro del hilo): espesor del hilo empleado por el fabricante
- $\varnothing De$ (diámetro exterior)
- $\varnothing di$ (diámetro interior)
- p (paso): distancia media entre dos espiras
- L_0 (longitud libre)
- L_c (longitud de compresión)
- S_c (desplazamiento)

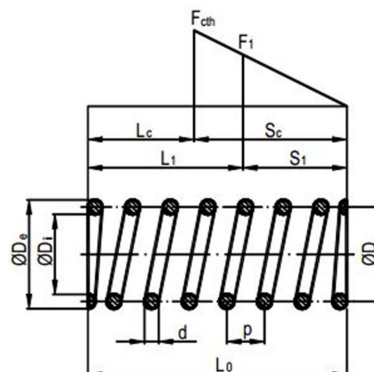


Figura 43: Esquema definición parámetros muelles helicoidal

La principal ventaja del resorte helicoidal sobre la ballesta es la ausencia casi total de fricción interna, lo que permite confiar la absorción de energía al amortiguador, mucho más fácil de controlar. Los muelles helicoidales son mucho más eficientes en su función de almacenar energía, pero necesitan reaccionar verticalmente entre sus puntos de anclaje.

Las suspensiones actuales son mayoritariamente a base de muelles helicoidales, sobre todo con amortiguadores telescópicos montados concéntricamente con ellos, lo que permite un importante ahorro de espacio. Esta estructura se denomina “Coil-over”, la siguiente imagen muestra este sistema. [7]

También existen los sistemas, aunque están destinados a otro tipo de vehículo, también realizan la función de elementos elásticos de la suspensión:

- **Ballestas:**

Las ballestas están constituidas por un conjunto de hojas o láminas de acero especial para muelles, unidas mediante unas abrazaderas, que permiten el deslizamiento entre las hojas cuando éstas se deforman por el peso que soportan.



Figura 44: Sistema de suspensión ballestas

El número de hojas y su espesor está en función de la carga que han de soportar. La principal característica de las ballestas es su elevada rigidez, que depende del espesor y ancho de las hojas, así como del número de hojas utilizadas. La rigidez de las ballestas es lineal en relación al desplazamiento de la rueda, por lo que tienen una constante de rigidez, que se calcula de diferente modo según el tipo y configuración de la ballesta.

La suspensión por ballestas suele emplearse en vehículos dotados de puentes delantero y trasero rígidos.

- **Barras de torsión:**

Las barras de torsión son elementos de la suspensión realizados en acero reforzado que absorben la energía "retorciéndose", es decir, trabajando a torsión.

La barra de torsión está sujeta al bastidor y se conecta indirectamente con la rueda. En algunos casos el extremo trasero de la barra está fijo al chasis y el delantero al brazo de control de la suspensión, que actúa como palanca; al moverse verticalmente la rueda, la barra se tuerce. Las barras de torsión pueden estar montadas longitudinalmente o transversalmente y están hechas de una aleación tratada por calor para el acero, durante la fabricación son precisamente estiradas para darles una resistencia contra la fatiga.



Figura 45: Sistema de suspensión barras de torsión

En cuanto a su diseño en una suspensión, una barra de torsión necesita puntos de anclaje muy fuertes, cojinetes en los que rodar y, en la mayoría de los casos, un brazo de palanca para poder ejercer torsión sobre la barra.

Apenas disipan energía por fricción, por lo que poseen una capacidad de absorción de energía mayor que las ballestas. [7]

1.2.Elementos de amortiguación de la suspensión

Los elementos de amortiguación son los elementos encargados de devolver al resorte a su posición de equilibrio en el mínimo tiempo posible, absorbiendo la energía cinética transmitida a la masa suspendida y reduciendo el tiempo en el que varía la carga sobre los neumáticos limitando las oscilaciones que se producen en el movimiento de los elementos elásticos de la suspensión. Sin este amortiguamiento una vibración persistiría indefinidamente.

El amortiguamiento de tipo viscoso es el más utilizado en automoción, concretamente el de los amortiguadores hidráulicos, ya que su comportamiento se aproxima bastante bien a un amortiguamiento proporcional a la velocidad entre las masas suspendidas y no suspendida, de proporcionalidad variable.

El principio de funcionamiento del amortiguador es sencillo: un pistón unido a la carrocería a través de un vástago desliza en el interior de un cilindro unido a la rueda y lleno de un fluido (aceite o gas). Una serie de orificios en el pistón permiten el paso del fluido entre las dos cámaras en que queda dividido el cilindro, frenando así la oscilación de la carrocería. La siguiente figura muestra un amortiguador hidráulico.



Figura 46: Sistema de amortiguamiento

Los dos tipos de amortiguadores hidráulicos más utilizados en automoción son los de doble tubo o bitubo y los de un solo tubo o monotubo. [7]

- **Bitubo**

Los amortiguadores bitubo constan de dos cámaras una interior y otra de reserva. Hay válvulas en el pistón y en la base del amortiguador, llamada válvula de pie. Pueden ser presurizados (de aceite y gas) o no presurizados (aceite). [7]

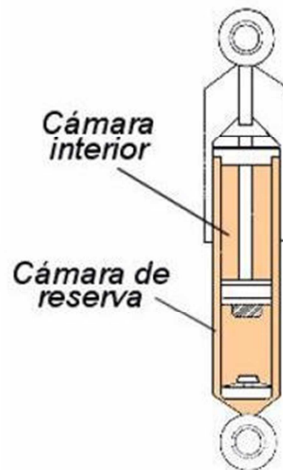


Figura 47: Amortiguador estructura Bitubo

- **Monotubo**

Los amortiguadores monotubo constan de dos cámaras principales. Una contiene aceite y la otra gas a presión y están separadas por un pistón flotante que no posee válvulas, al contrario que el pistón principal. [7]

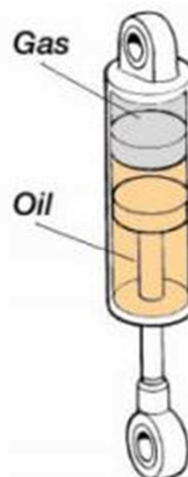


Figura 48: Amortiguador estructura Monotubo

2. Tipos de suspensiones

Una clasificación general de los tipos de suspensiones puede realizarse atendiendo a diferentes criterios, pero dado que en la práctica se encuentran un número indefinido de tipos casi similar al número de vehículos en el mercado.

Una clasificación general se puede dividir en dos grandes grupos: suspensiones de eje rígido o dependiente y suspensiones independientes. La diferencia conceptual principal entre ellos es que, en los primeros, el movimiento de una rueda afecta al de la otra, por estar ambas conectadas entre sí rígidamente, cosa que no sucede en los sistemas independientes, por lo que el movimiento de una rueda no depende del de la otra. [8]

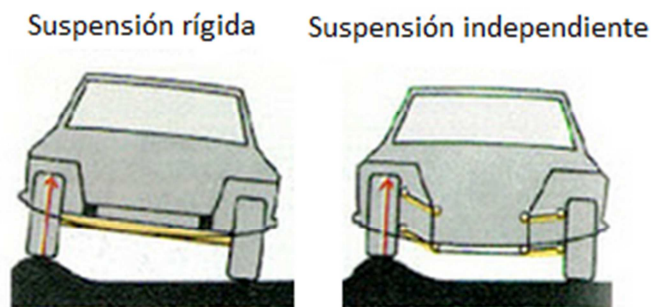


Figura 49: Suspensión rígida vs Suspensión independiente

2.1. Sistemas de suspensión de eje rígido

Esta suspensión tiene unidas las ruedas mediante un eje rígido formando un conjunto. En este tipo de suspensiones la parte no suspendida tiene un peso importante y, por tanto, el comportamiento del vehículo será peor. La principal ventaja de las suspensiones por eje rígido es que la caída de las ruedas no se ve afectada por el balanceo del coche, por lo que se obtiene un contacto más uniforme entre la rueda y la carretera y, con ello, una mejor adherencia, minimizándose así el desgaste de los neumáticos. Por contrapartida es muy susceptible de sufrir vibraciones en la dirección.

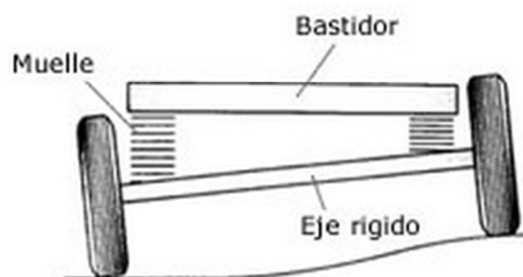


Figura 50: Sistema de suspensión de eje rígido

El principal uso de esta disposición de suspensión se realiza sobre todo en vehículos industriales, autobuses, camiones y vehículos todo terreno. Las suspensiones de eje rígido han dejado paso a las del tipo independiente en la actualidad. [8]

- **Suspensión rígida con muelles:**

La carrocería y los muelles, las cuales están cuidadosamente distribuidas longitudinalmente de adelante hacia atrás con respecto al eje, son montadas en ambos lados del eje, con los muelles ajustados a la carrocería. Además, toda la fuerza actuando en el eje es transmitida, a través de los muelles a la carrocería.

Suspensión Posterior

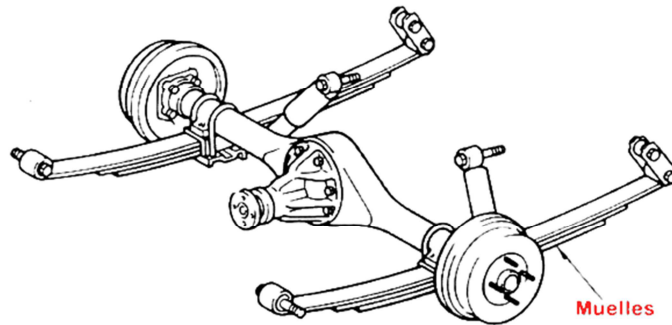


Figura 51: Sistema de suspensión rígida con muelles

- **Suspensión rígida con Sistema de Conexión:**

Los brazos son montados en la carrocería en dirección longitudinal y unidos por encima y por debajo del eje en ambos lados. Un brazo es también montado a la izquierda y derecha en la dirección de la carrocería de uno de los lados del eje. Estos brazos soportan la fuerza actuante en la dirección delantera y posterior, así como también en las direcciones izquierda y derecha y los soportes de los resortes solamente las fuerzas en las direcciones de arriba y abajo.

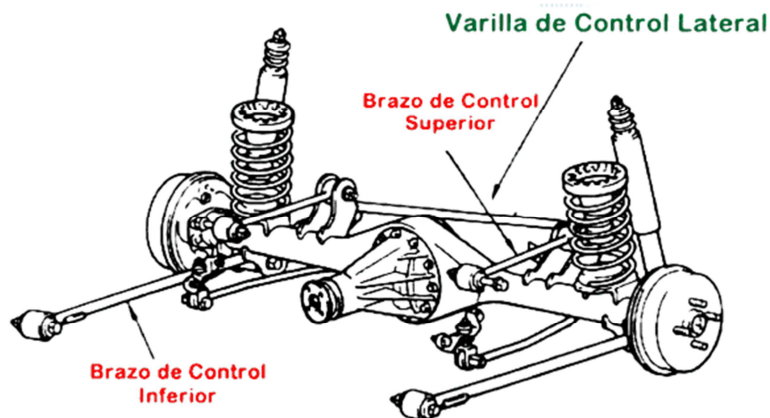


Figura 52: Sistema de suspensión rígida con Sistema de Conexión

- **Suspensión rígida con Sistema de Barras Tirantes:**

Dos brazos tirantes, son conectados a la barra del eje con una sección en cruz abierta. Los brazos son montados en las direcciones izquierda y derecha, para un lado del eje de barra y las fuerzas de apoyo de los resortes solamente en las direcciones de arriba y abajo. Este tipo de suspensión es a menudo usado como la suspensión posterior en carros de pasajeros compactos FF.

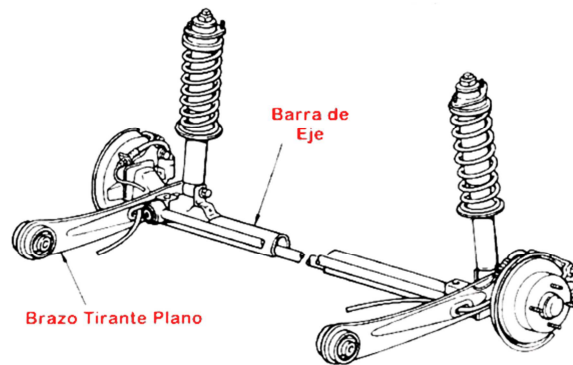


Figura 53: Sistema de suspensión rígida con Sistema de Barras Tirantes

2.2.Sistemas de suspensión independientes

Actualmente la suspensión independiente a las cuatro ruedas se va utilizando cada vez más, debido a que es la más óptima desde el punto de vista de confort y estabilidad al reducir de forma independiente las oscilaciones generadas por el pavimento sin transmitirlas de una rueda a otra del mismo eje. La principal ventaja añadida de la suspensión independiente es que posee menor peso no suspendido que otros tipos de suspensión por lo que las acciones transmitidas al chasis son de menor magnitud. Por contra para cargas elevadas esta suspensión puede presentar problemas. [8]

○ Suspensión McPherson

Ésta combina un amortiguador con un resorte en una misma unidad. Esto otorga una suspensión más compacta y ligera que puede ser usada para las ruedas frontales de los vehículos. Este sistema es uno de los más utilizados en el tren delantero aunque se puede montar igualmente en el trasero. Este sistema ha tenido mucho éxito por su sencillez de fabricación y mantenimiento, el coste de producción y el poco espacio que ocupa.



Figura 54: Suspensión McPherson

- **Suspensión de doble horquilla**

Este sistema es el más utilizado en los coches de competición, por su gran flexibilidad de diseño, que permite adaptarla para cumplir casi cualquier requisito con gran eficacia y menor compromiso que otros sistemas de suspensión. Consta de dos brazos transversales en forma triángulos que se disponen uno sobre otro, articulándose ambos tanto con el chasis como con la rueda.

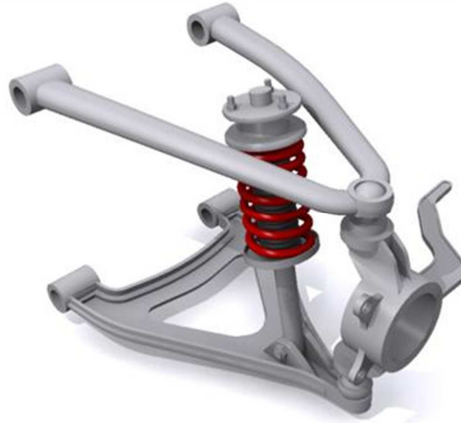


Figura 55: Suspensión de doble horquilla

- **Suspensión de eje torsional**

En esta suspensión las ruedas están unidas rígidamente a dos brazos longitudinales unidos por un travesaño que los une y que se tuerce durante las sacudidas no simétricas, dando estabilidad al vehículo. Esta configuración da lugar, a causa de la torsión del puente, a una recuperación parcial del ángulo de caída de alto efecto de estabilización, características que junto al bajo peso, al bajo coste y al poco espacio que ocupan la hacen ideal para instalarla, normalmente en la suspensión trasera de vehículos con tracción delantera.

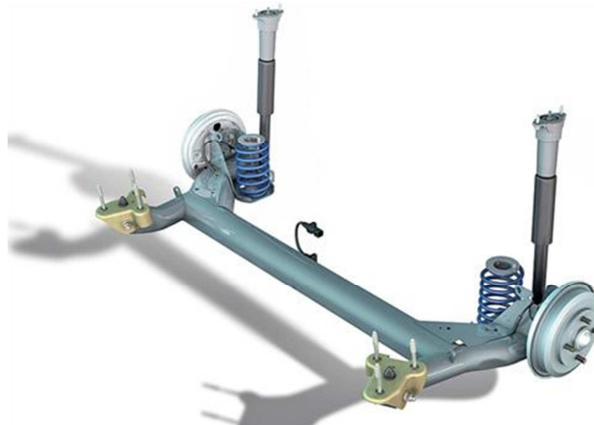


Figura 56: Suspensión de eje torsional

- **Suspensión Multibrazo o Multilink**

Las suspensiones multibrazo se basan en dos brazos transversales, la mangueta de la rueda y el propio bastidor. Cada brazo es individual y articulado por rotulas, para eliminar posibles cargas flectoras. Con este sistema se consigue una menor inclinación de la carrocería a la hora de afrontar las curvas y una mayor adherencia, puesto que permite rectificar constantemente la caída de los neumáticos, de modo que hay un mayor contacto con el asfalto. Para que una suspensión se considere multibrazo debe estar formada al menos por tres brazos.



Figura 57: Suspensión Multibrazo

ANEXO II – Caracterización de parámetros

II-1. Influencia del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión

Aumento de un 10% de la masa no suspendida

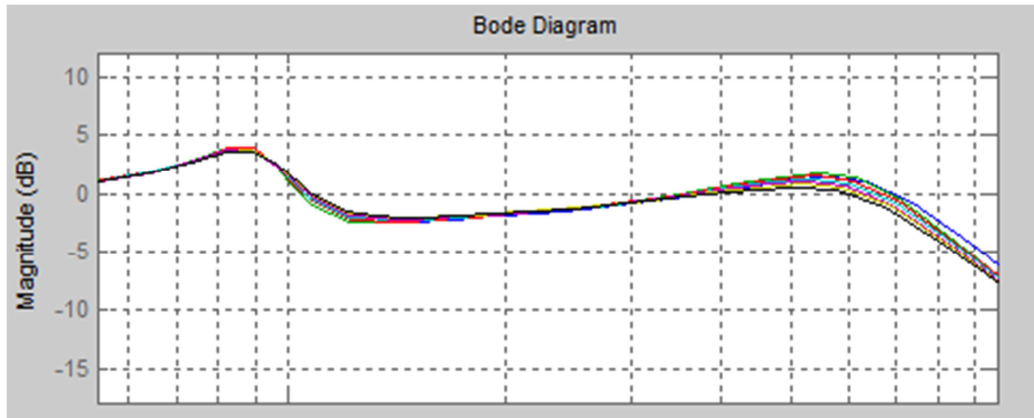
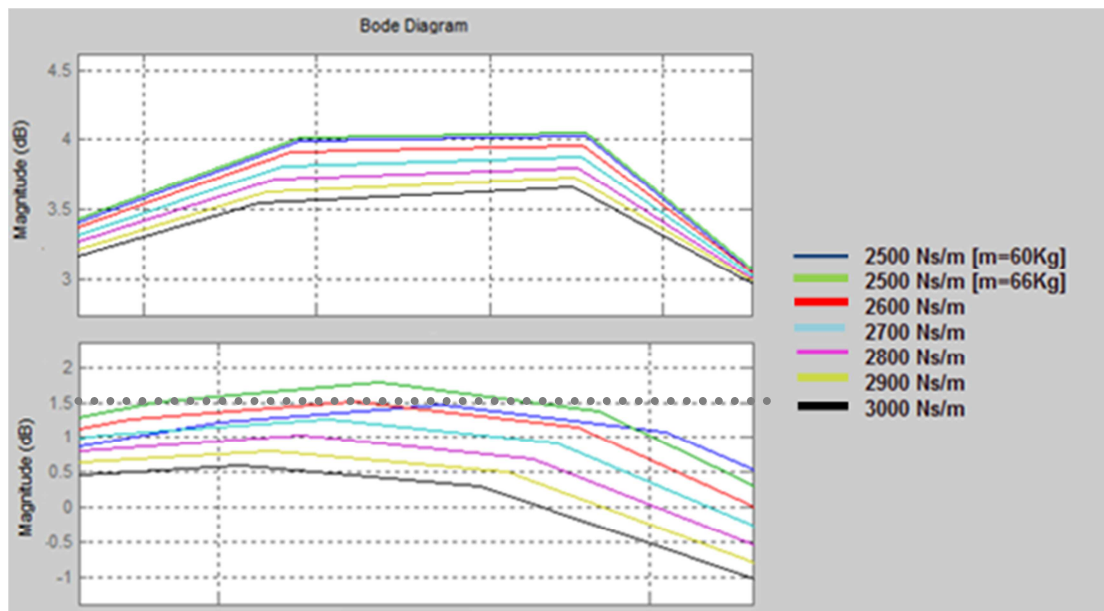


Figura 58: Función Bode para el aumento del 10% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=2600$ Ns/m.

Aumento del 20% de la masa no suspendida

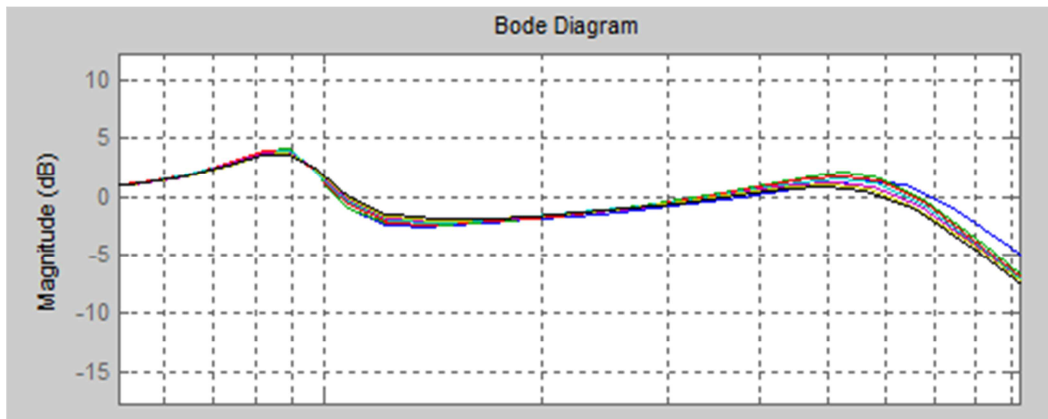
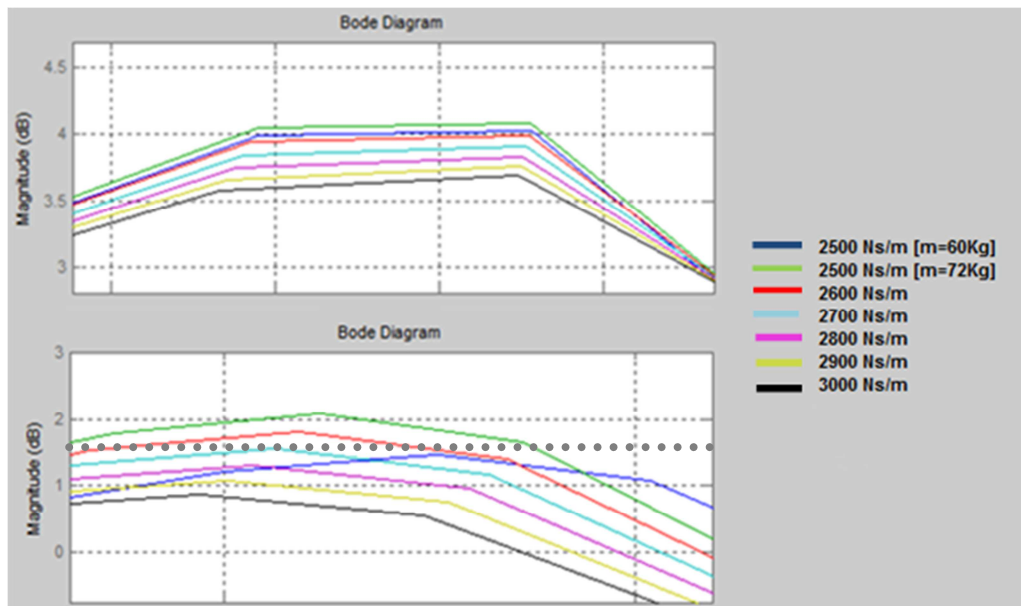


Figura 59: Función Bode para el aumento del 20% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=2700\text{Ns/m}$.

Aumento del 30% de la masa no suspendida

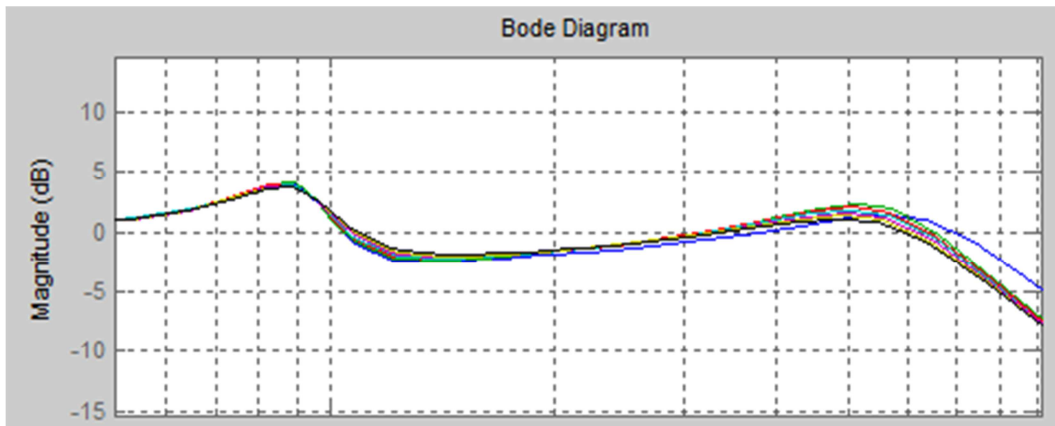
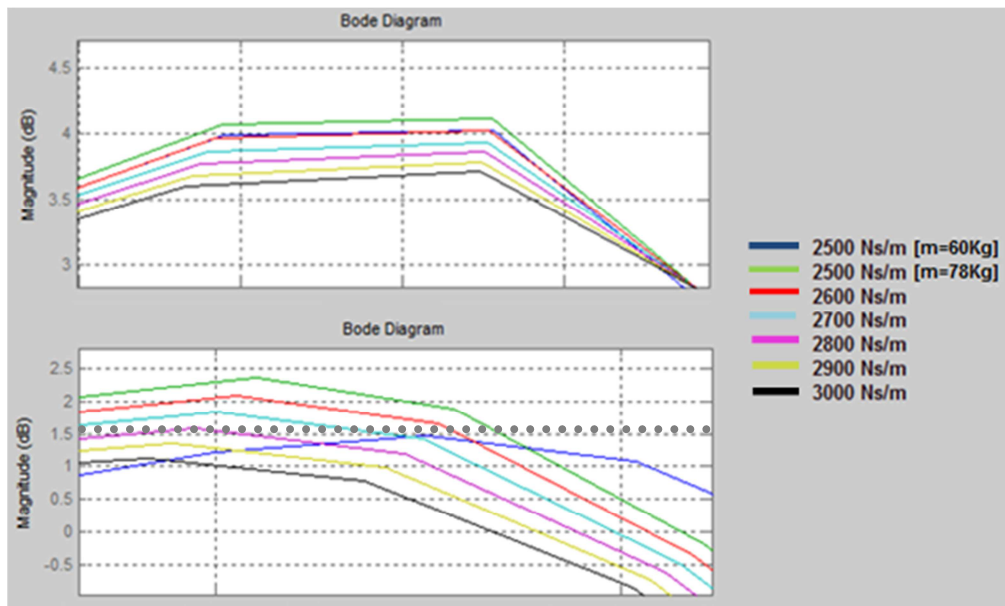


Figura 60: Función Bode para el aumento del 30% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=2800$ Ns/m.

Aumento del 40% de la masa no suspendida

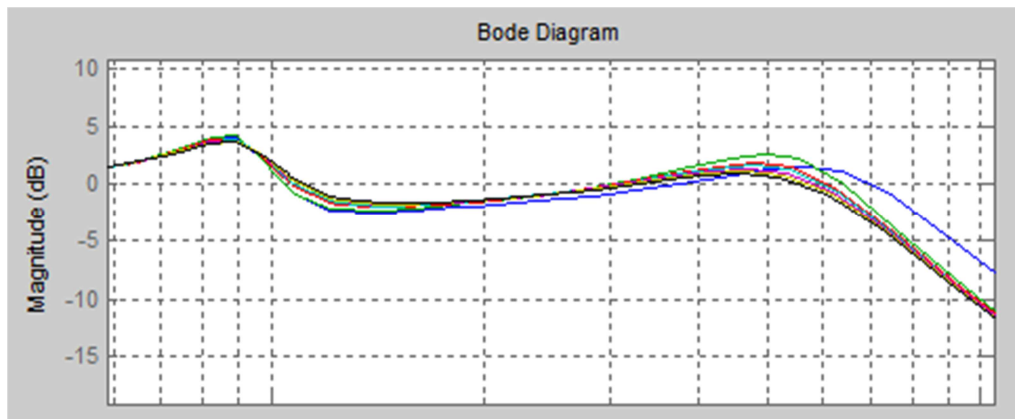
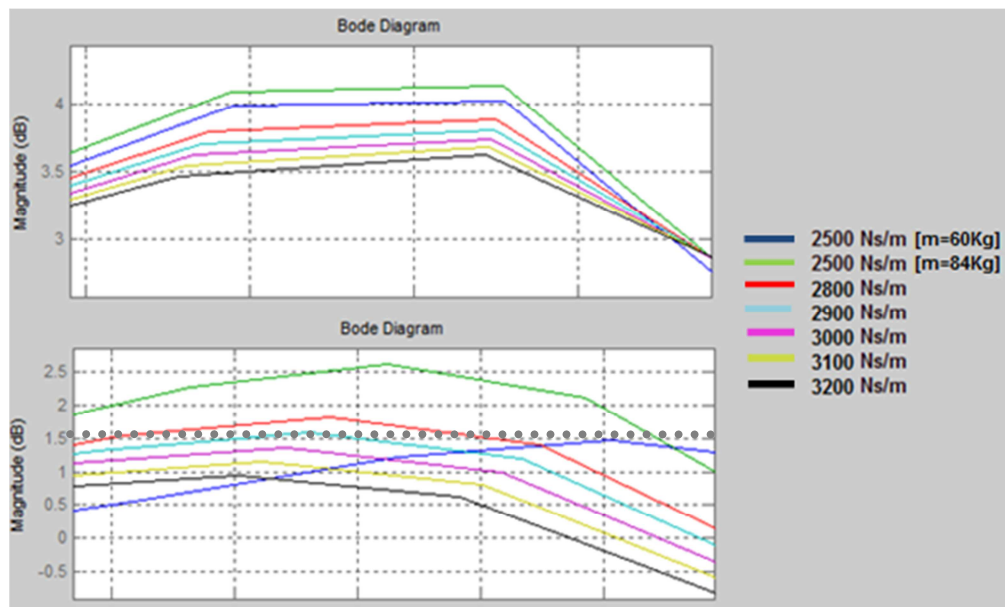


Figura 61: Función Bode para el aumento del 40% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=2900\text{Ns/m}$.

Aumento del 50% de la masa no suspendida

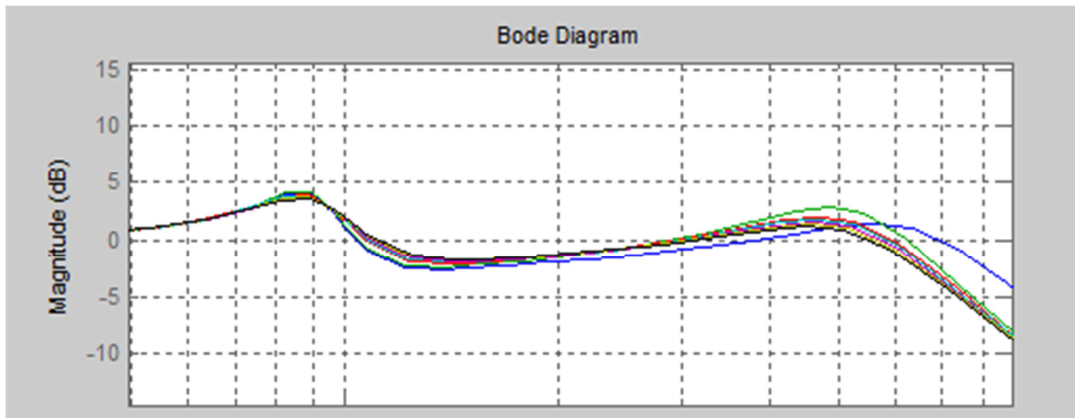
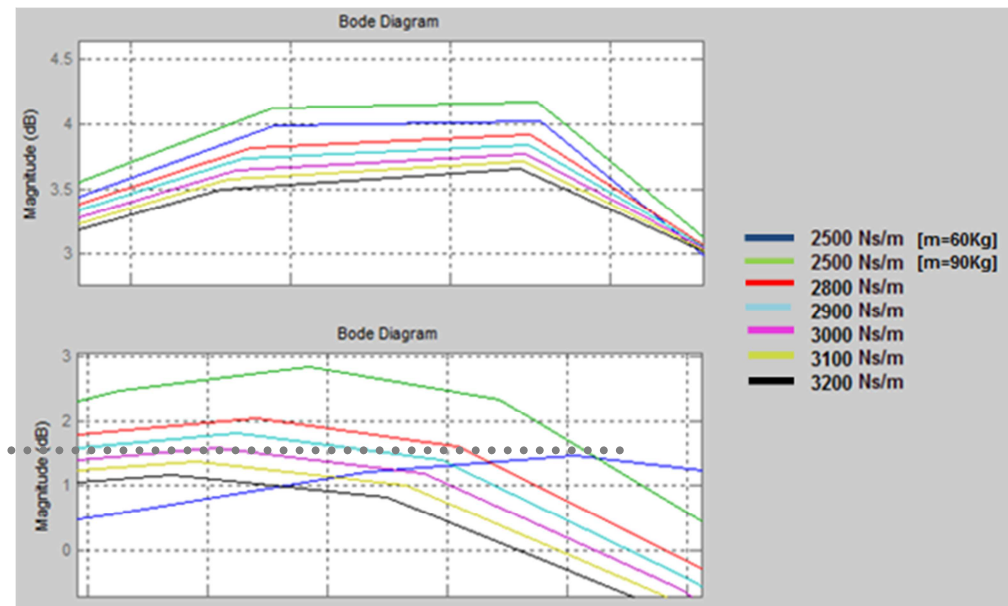


Figura 62: Función Bode para el aumento del 50% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=3000$ Ns/m.

Aumento del 60% de la masa no suspendida

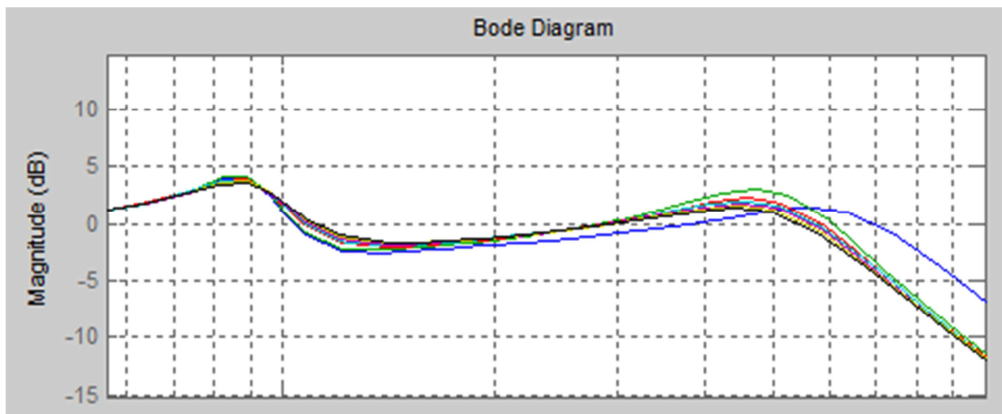
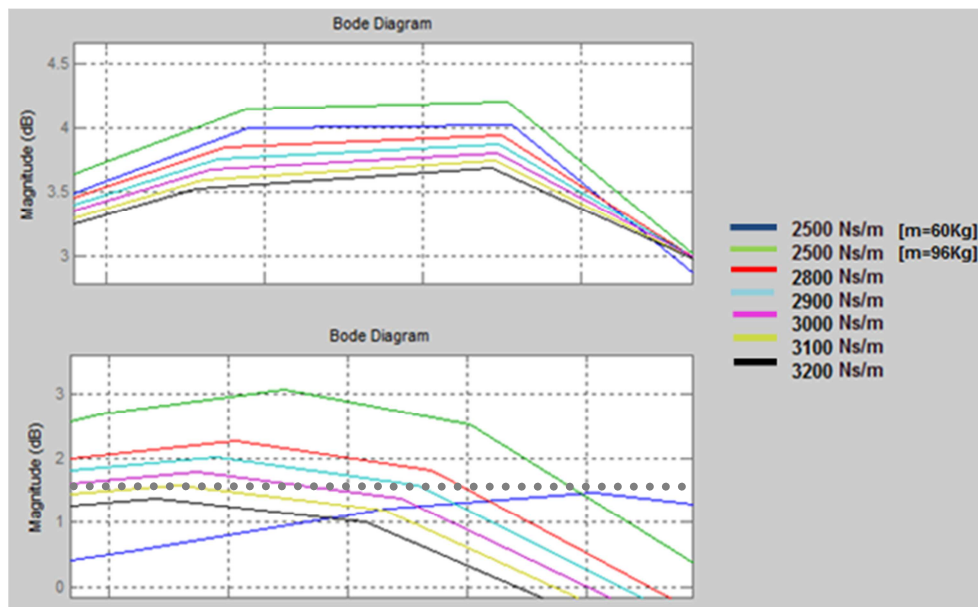


Figura 63: Función Bode para el aumento del 60% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=3100\text{Ns/m}$.

Aumento del 70% de la masa no suspendida

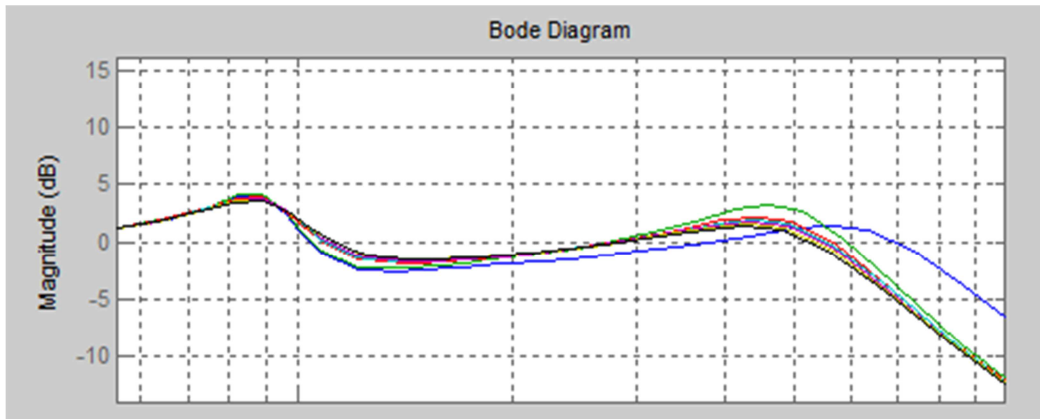
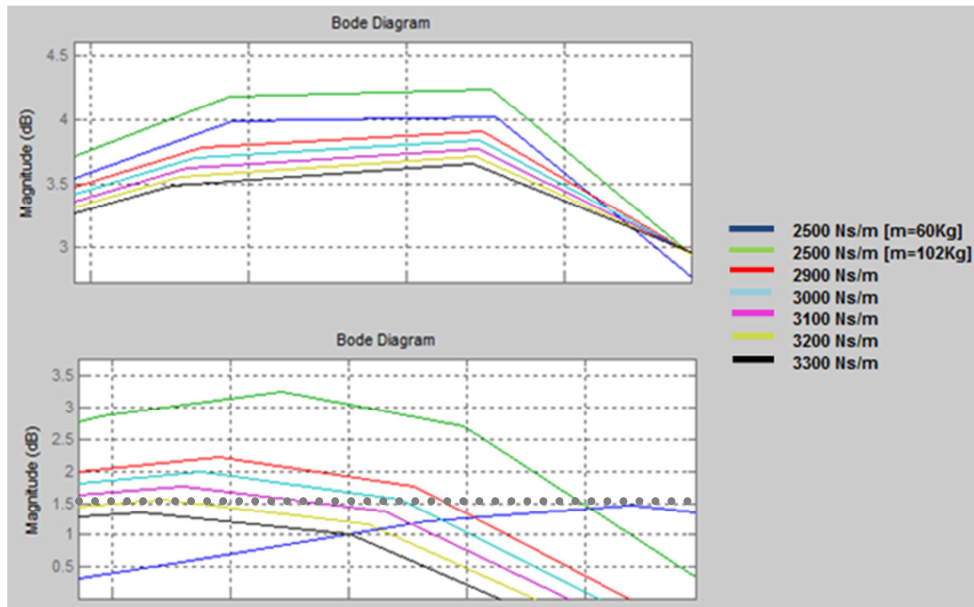


Figura 64: Función Bode para el aumento del 70% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=3200\text{Ns/m}$.

Aumento del 80% de la masa no suspendida

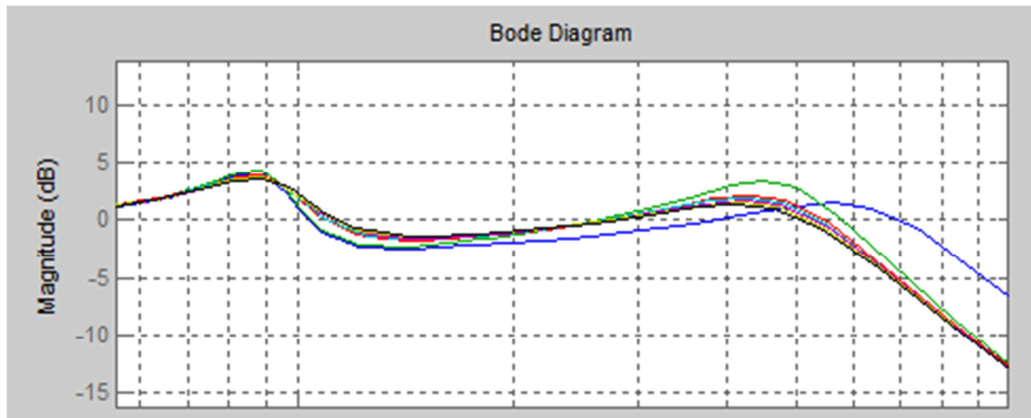
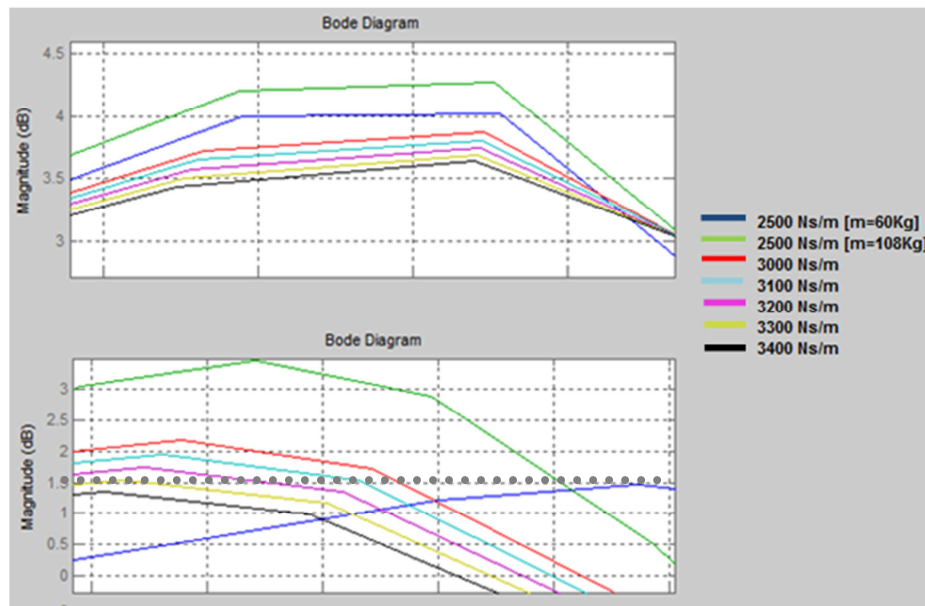


Figura 65: Función Bode para el aumento del 80% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=3300\text{Ns/m}$.

Aumento del 90% de la masa no suspendida

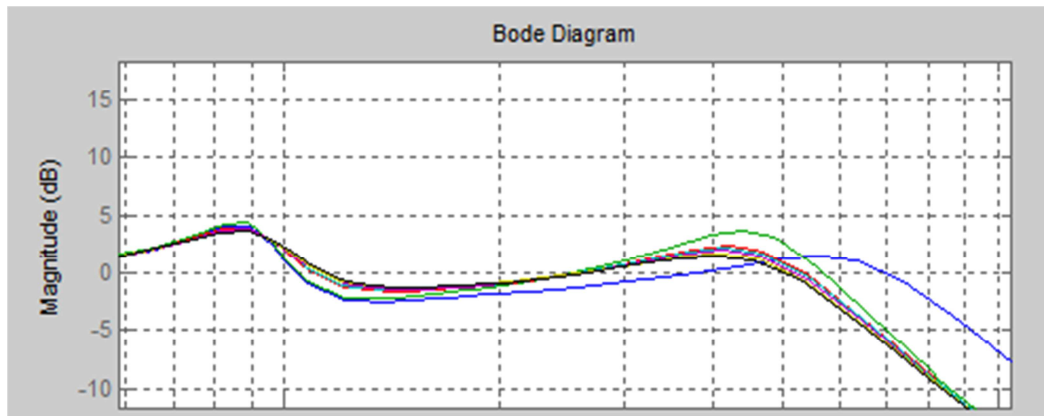
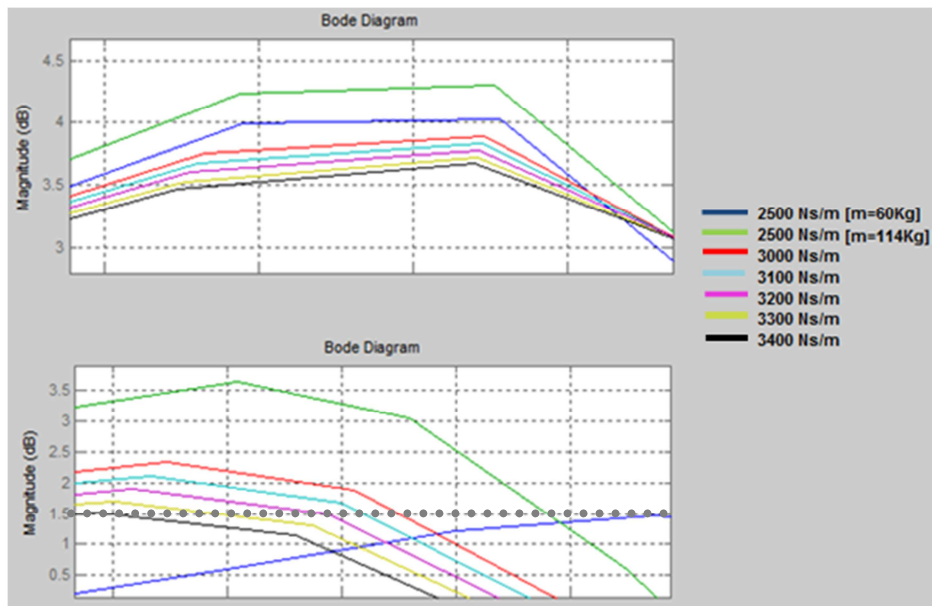


Figura 66: Función Bode para el aumento del 90% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=3400\text{Ns/m}$.

Aumento del 100% de la masa no suspendida

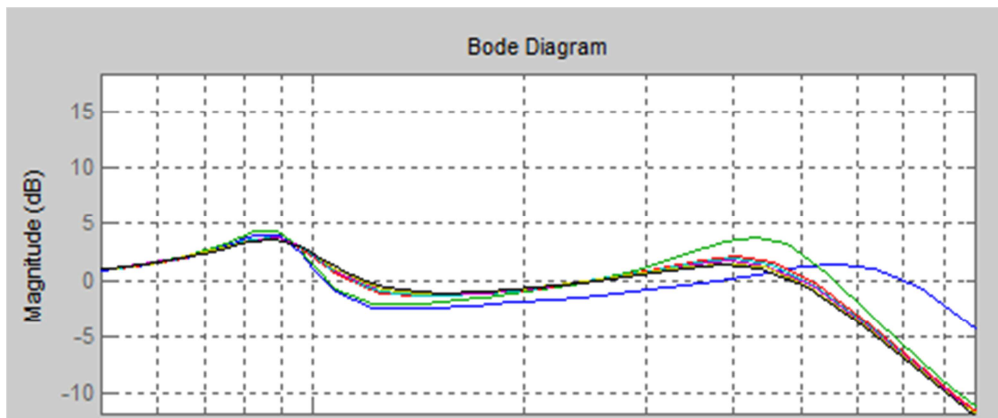
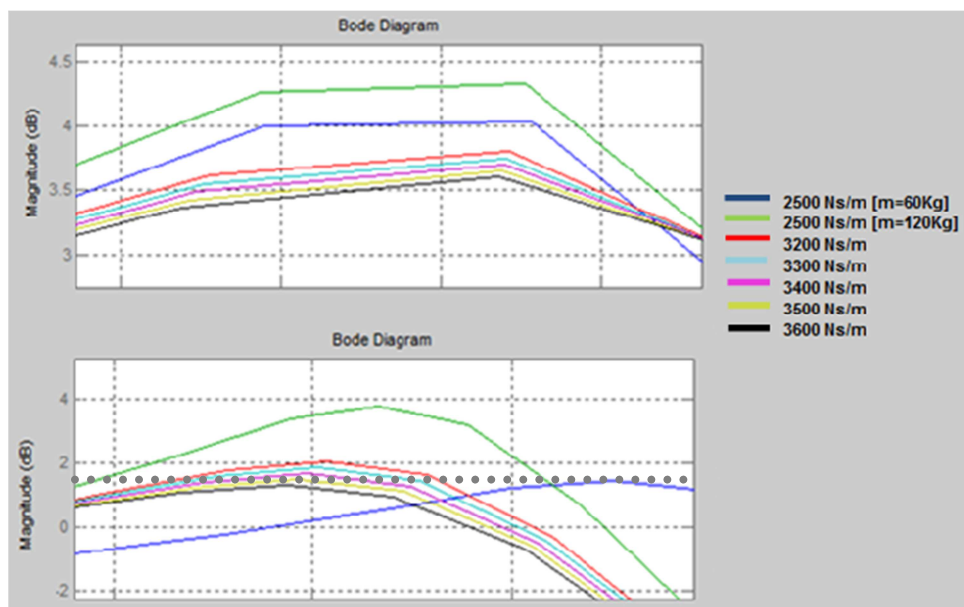


Figura 67: Función Bode para el aumento del 100% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=3500$ Ns/m.

Aumento del 110% de la masa no suspendida

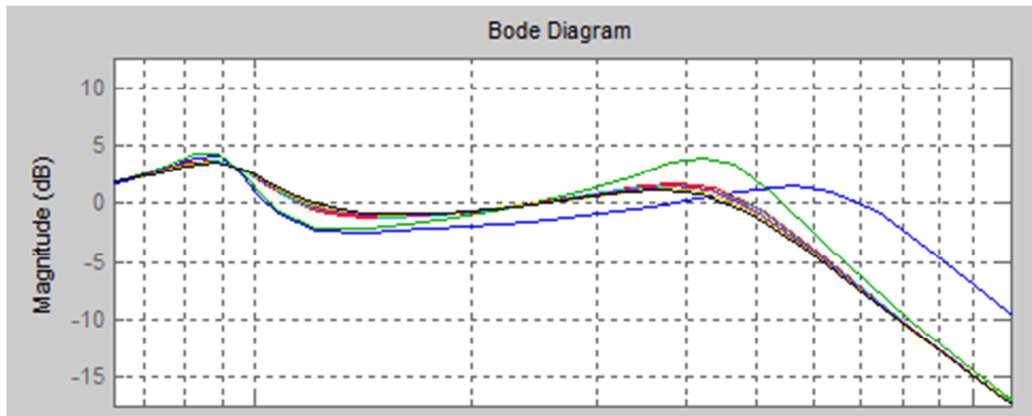
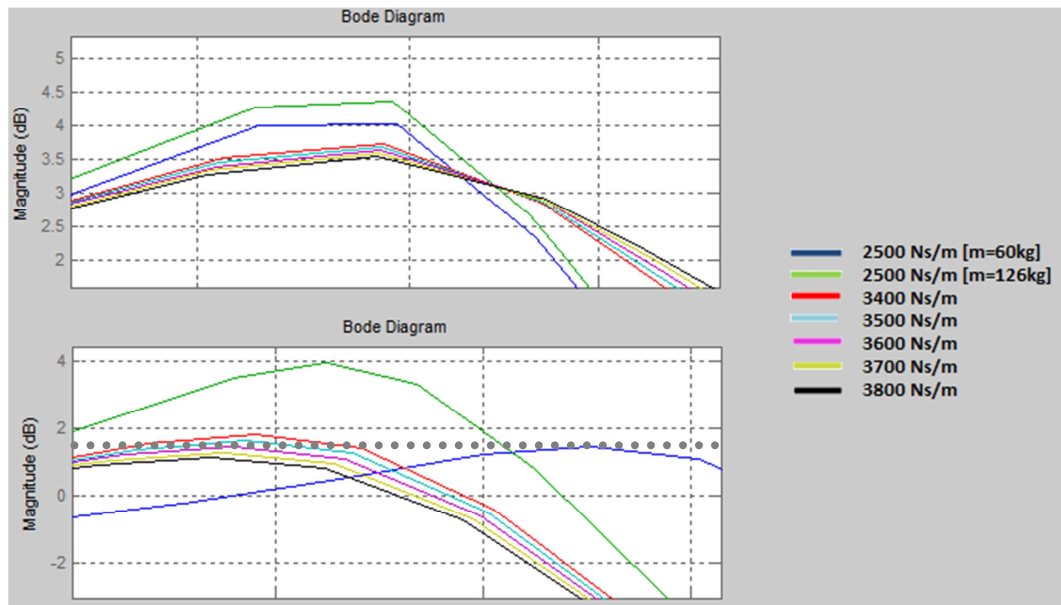


Figura 68: Función Bode para el aumento del 110% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=3600$ Ns/m.

Aumento del 120% de la masa no suspendida

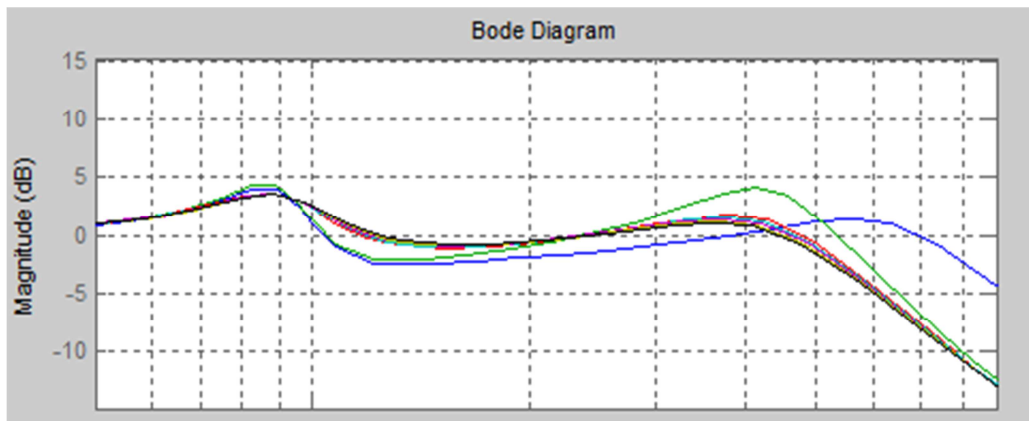
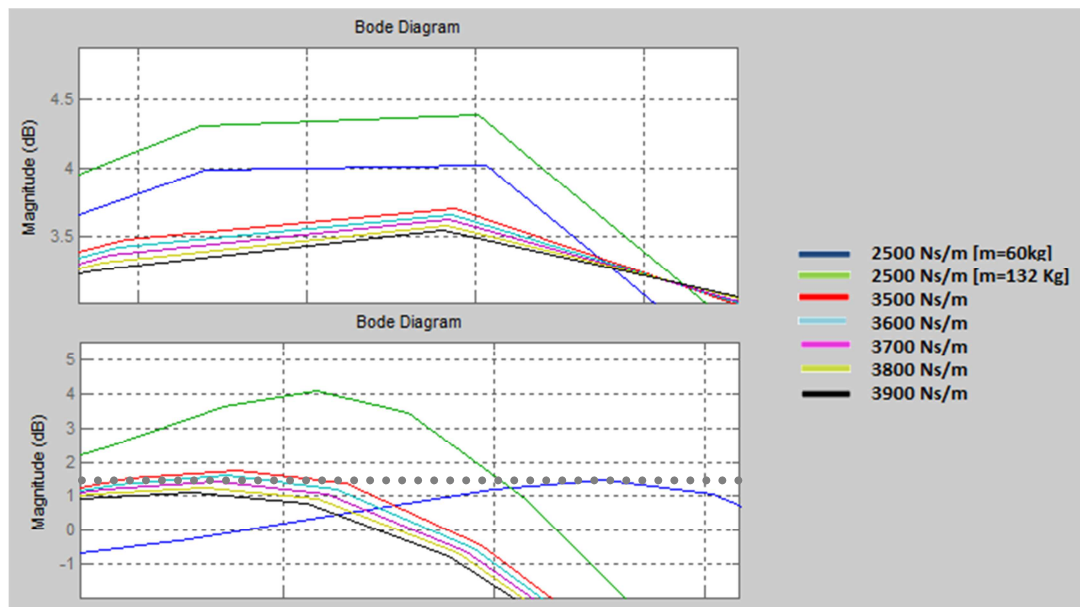


Figura 69: Función Bode para el aumento del 120% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=3700$ Ns/m.

Aumento del 130% de la masa no suspendida

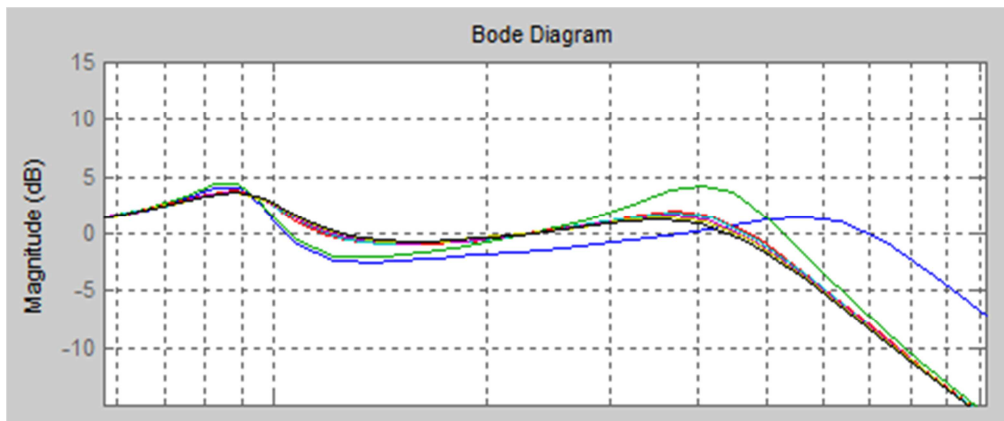
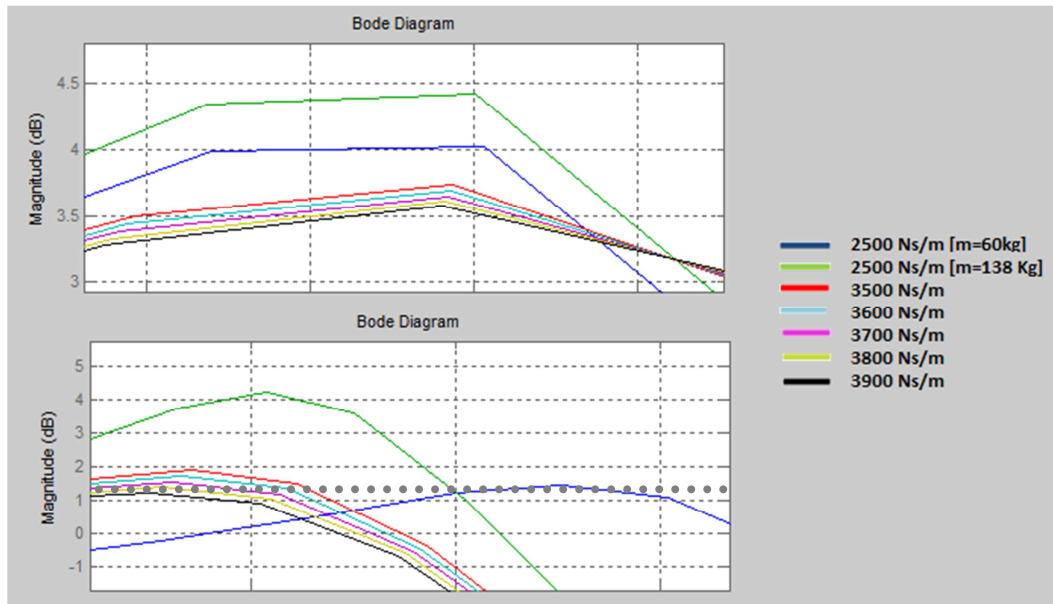


Figura 70: Función Bode para el aumento del 130% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=3800$ Ns/m.

Aumento del 140% de la masa no suspendida

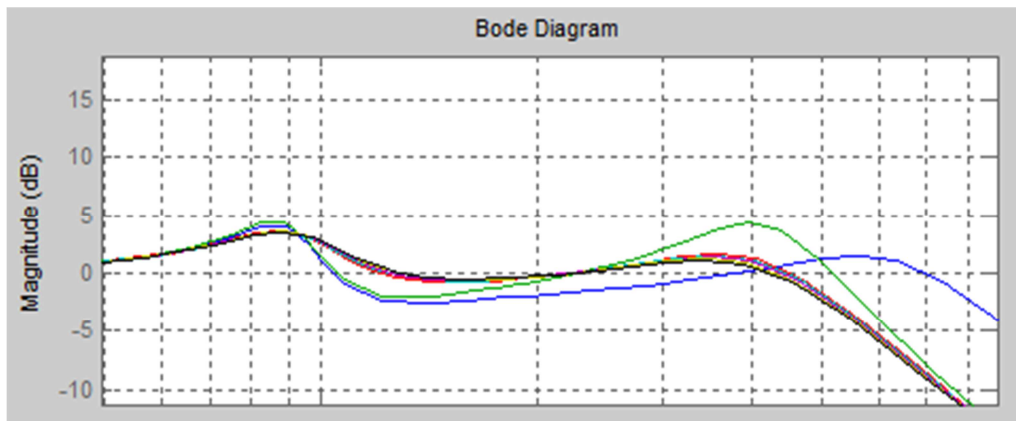
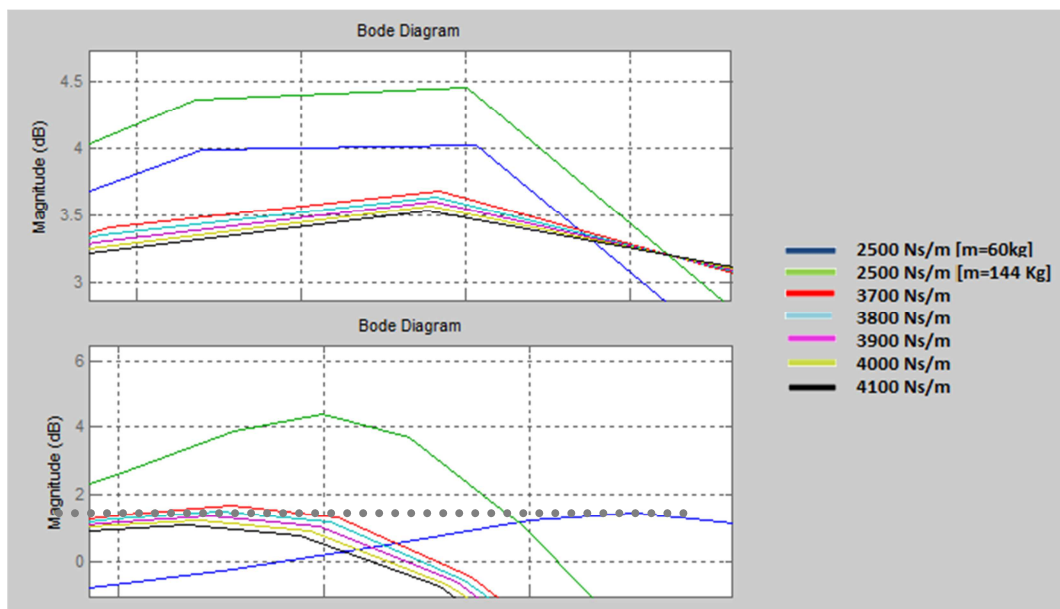


Figura 71: Función Bode para el aumento del 140% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=3800$ Ns/m.

Aumento del 150% de la masa no suspendida

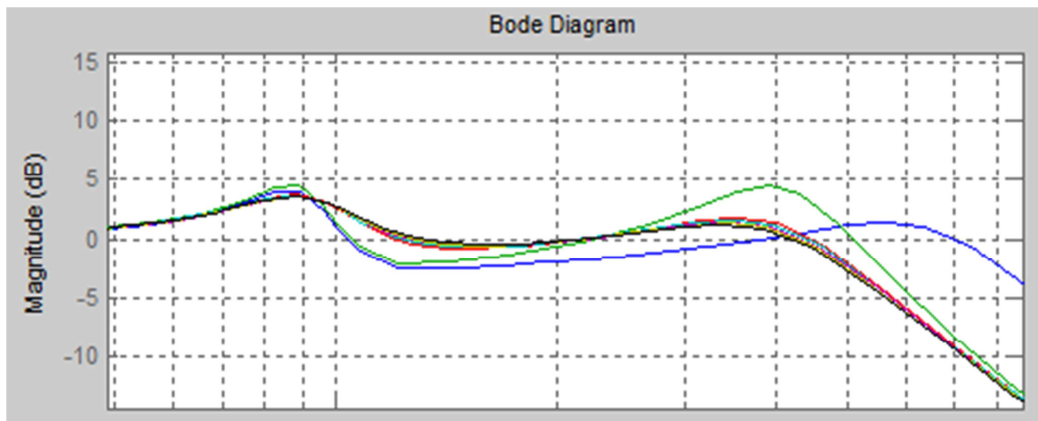
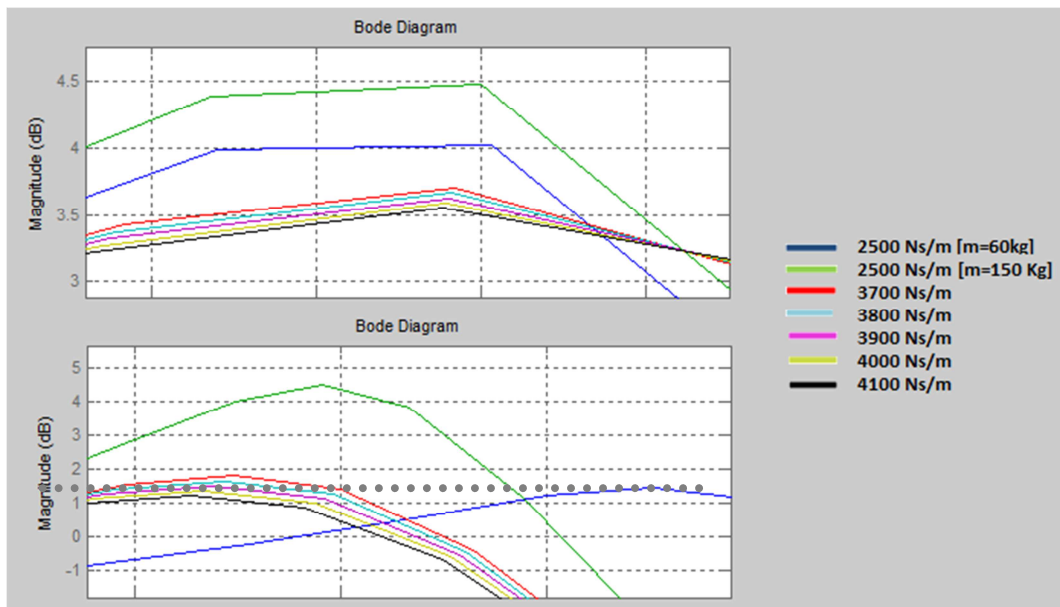


Figura 72: Función Bode para el aumento del 150% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=3900\text{ Ns/m}$.

Aumento del 160% de la masa no suspendida

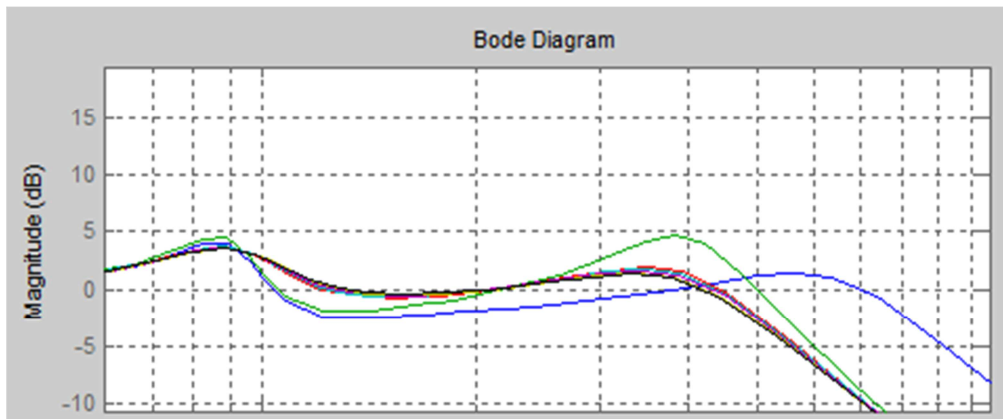
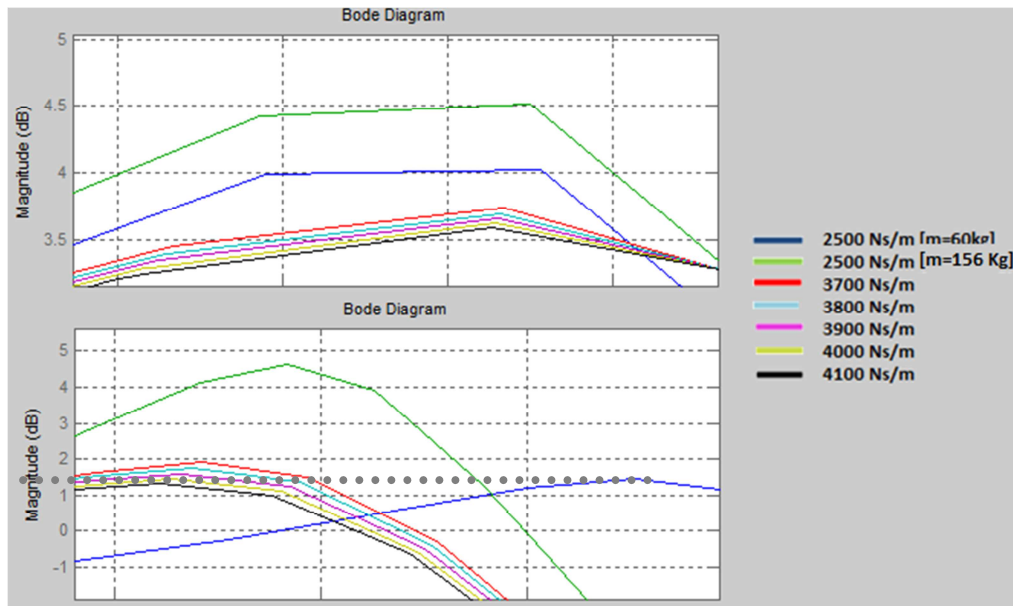


Figura 73: Función Bode para el aumento del 160% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=4000$ Ns/m.

Aumento del 170% de la masa no suspendida

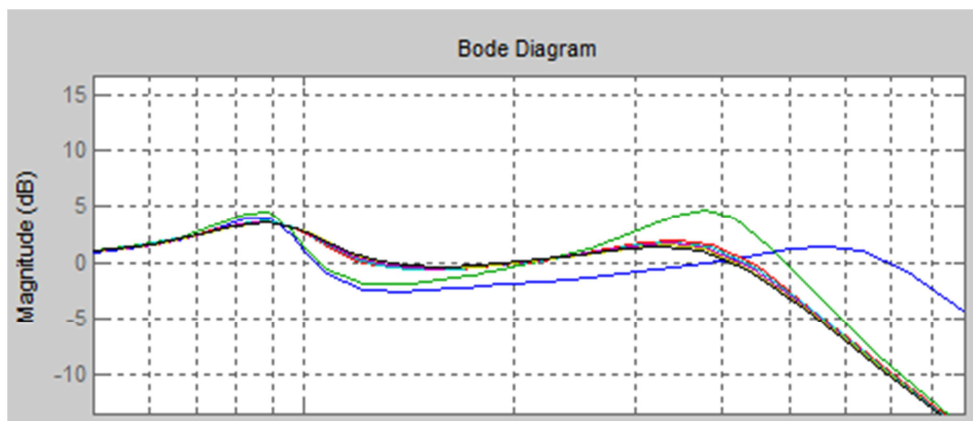
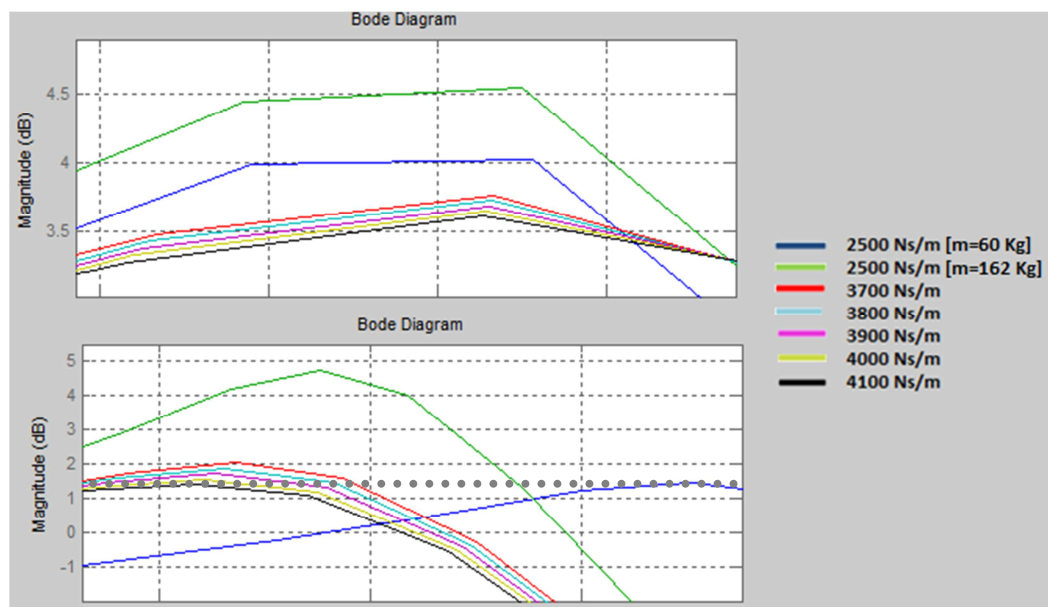


Figura 74: Función Bode para el aumento del 170% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=4050$ Ns/m.

Aumento del 180% de la masa no suspendida

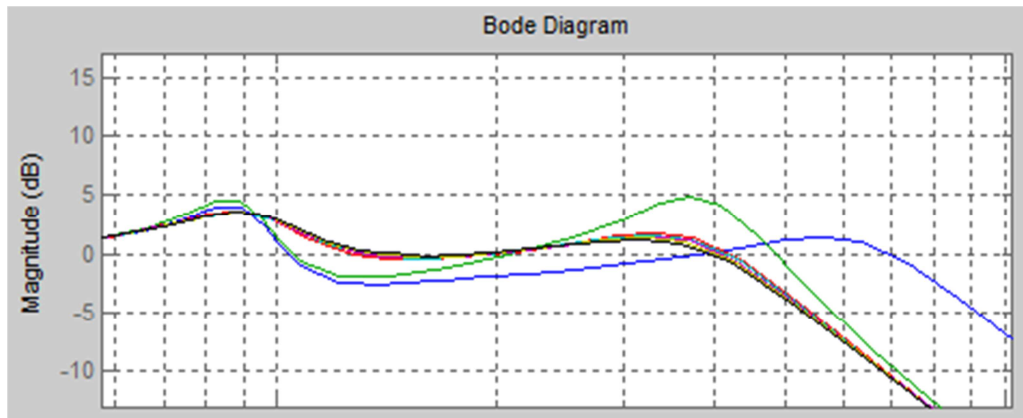
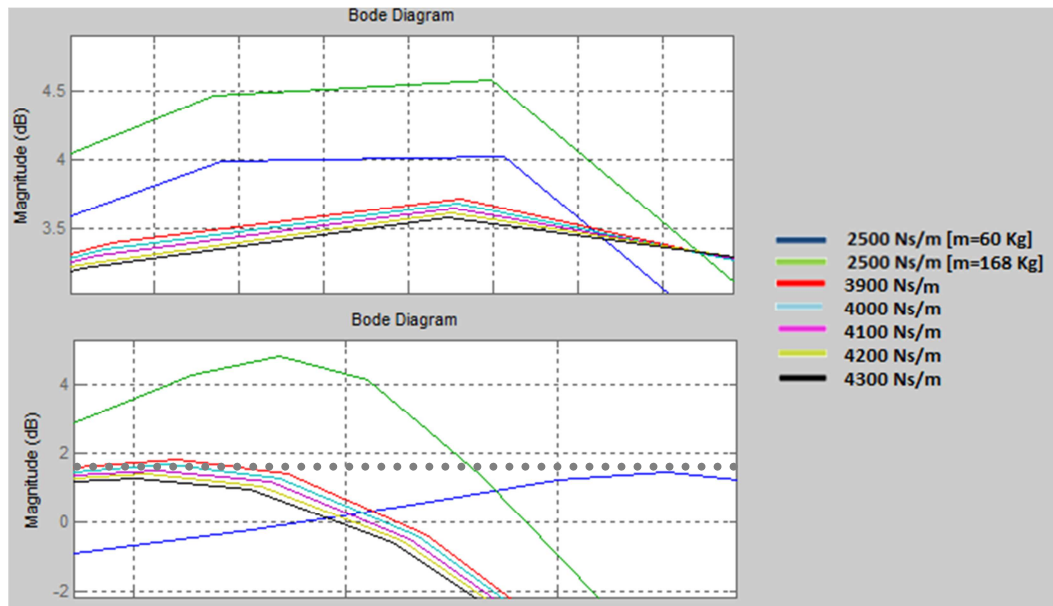


Figura 75: Función Bode para el aumento del 180% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=4100$ Ns/m.

Aumento del 190% de la masa no suspendida

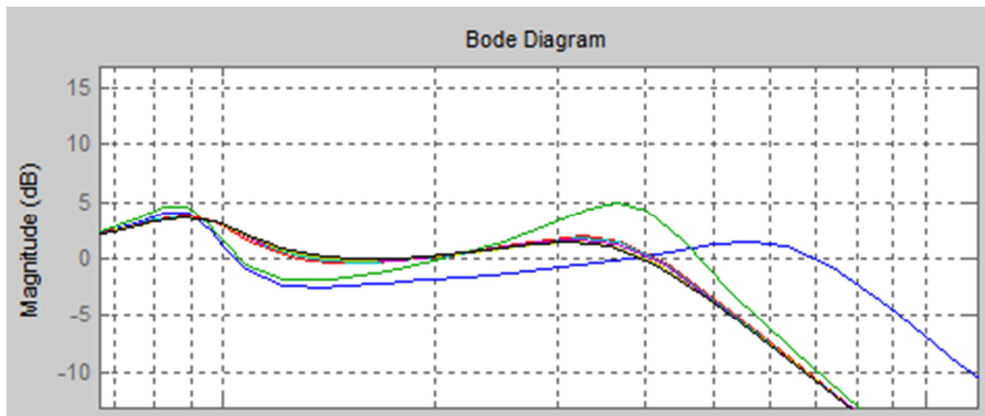
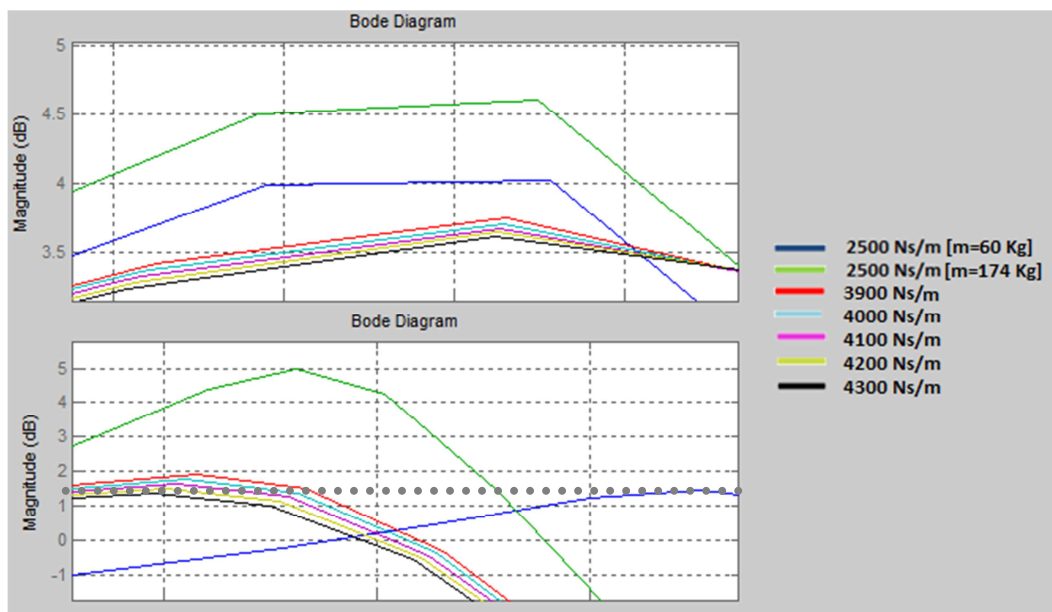


Figura 76: Función Bode para el aumento del 190% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2 = 4200 \text{ Ns/m}$.

Aumento del 200% de la masa no suspendida

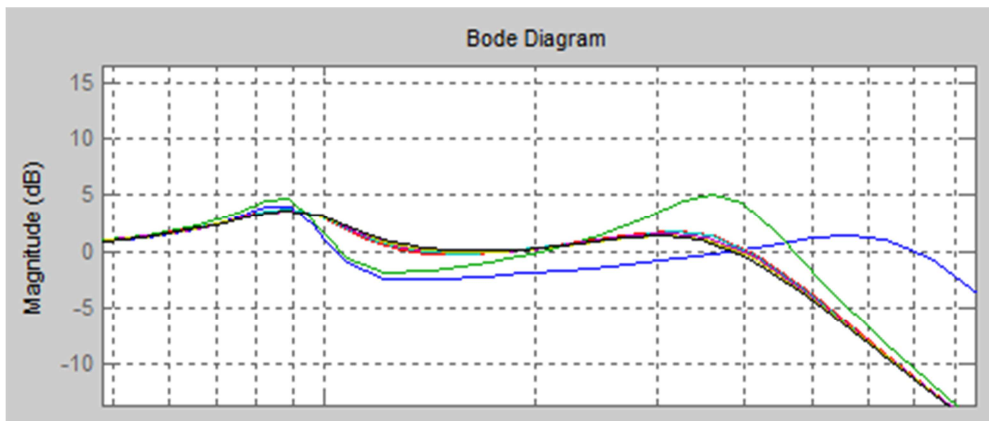
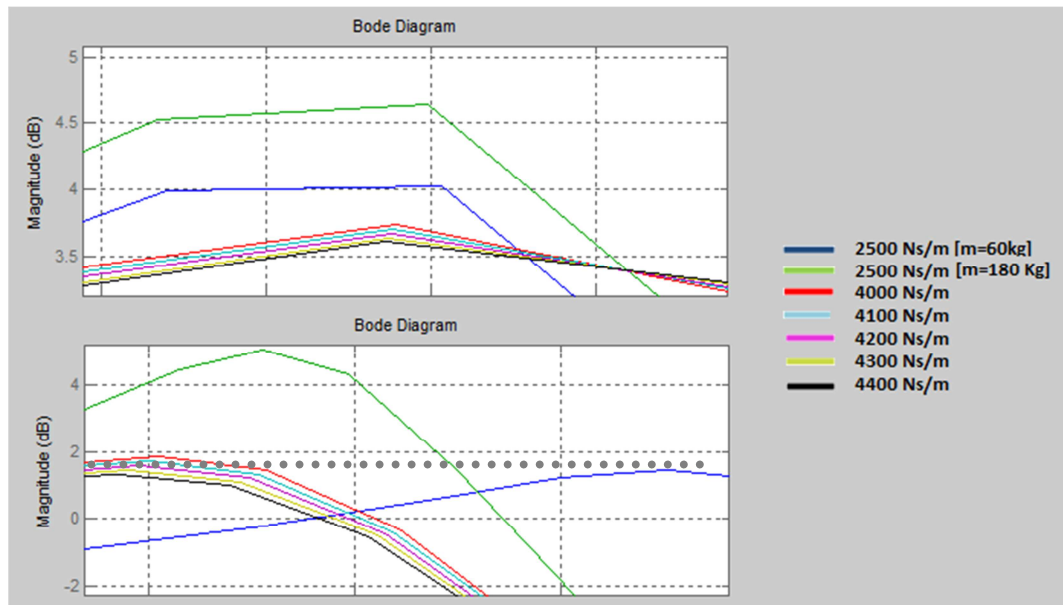


Figura 77: Función Bode para el aumento del 200% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=4300$ Ns/m.

Aumento del 300% de la masa no suspendida

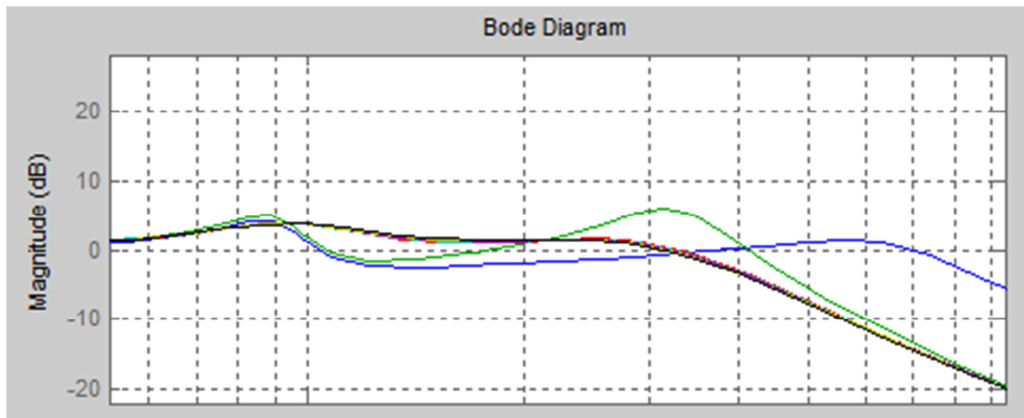
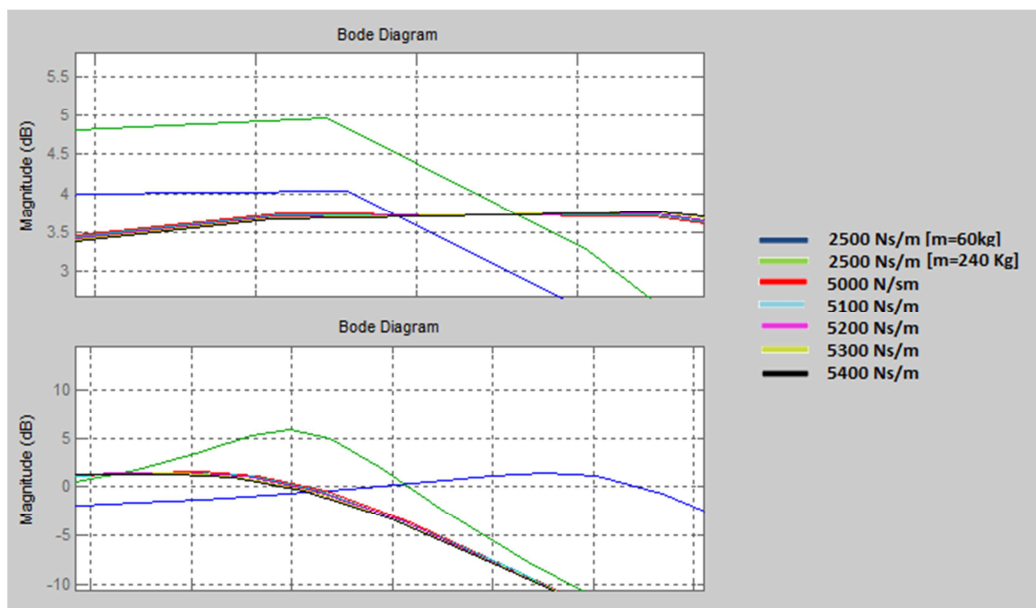


Figura 78: Función Bode para el aumento del 300% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de amortiguamiento, $C_2=5100$ Ns/m.

II-2. Influencia del coeficiente de rigidez de la amortiguación.

Aumento de un 10% de la masa no suspendida

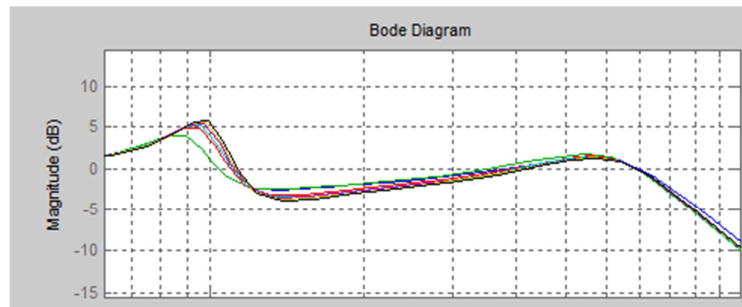
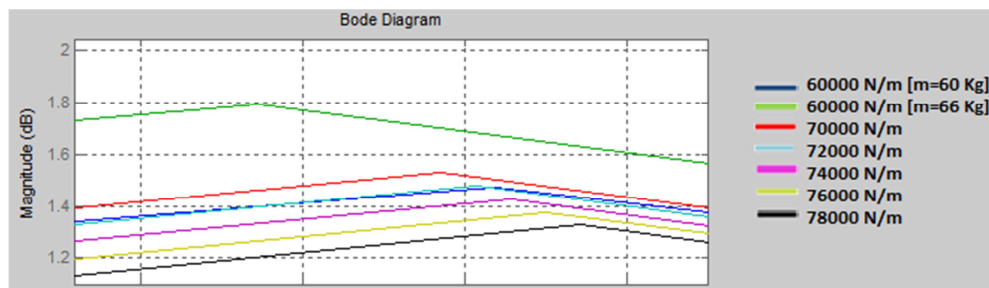


Figura 79: Función Bode para el aumento del 10% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=72000$ N/m.

Aumento de un 20% de la masa no suspendida

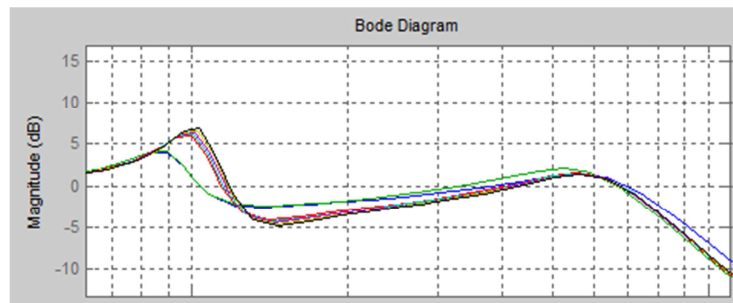
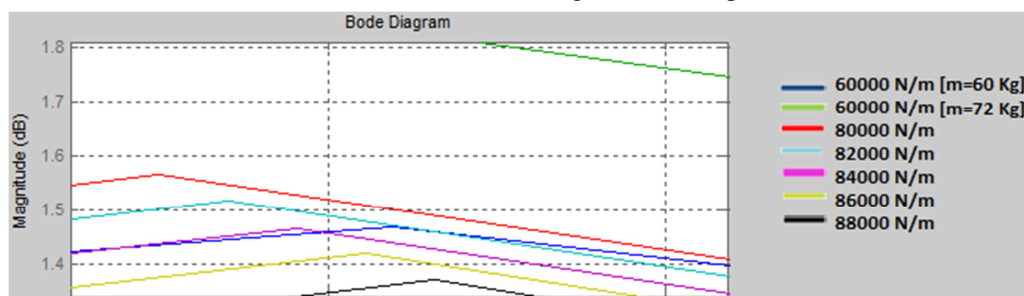


Figura 80: Función Bode para el aumento del 20% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2 = 84500$ N/m.

Aumento de un 30% de la masa no suspendida

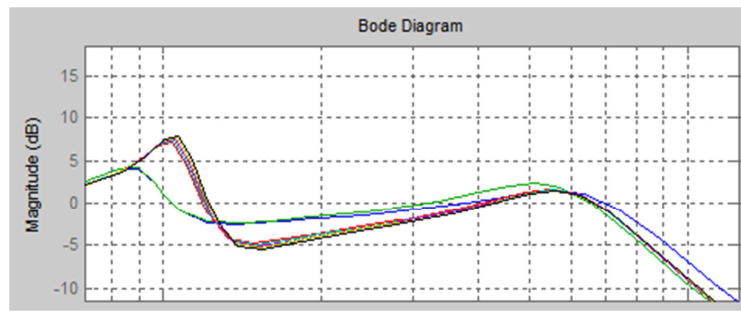
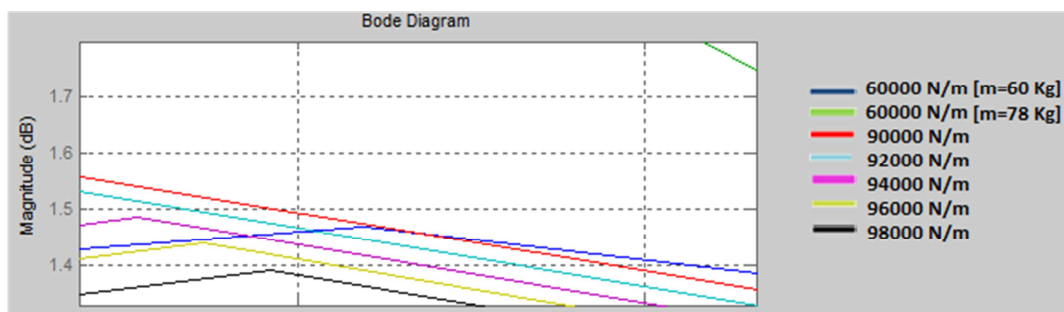


Figura 81: Función Bode para el aumento del 30% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=93000$ N/m.

Aumento de un 40% de la masa no suspendida

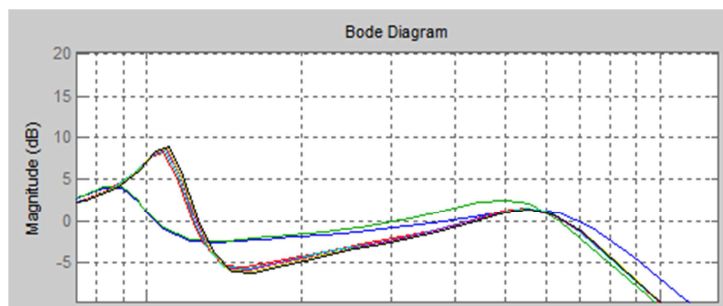
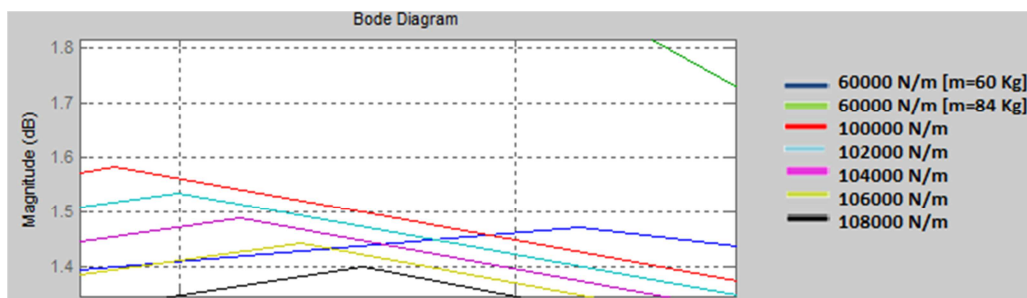


Figura 82: Función Bode para el aumento del 40% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=105000$ N/m.

Aumento de un 50% de la masa no suspendida

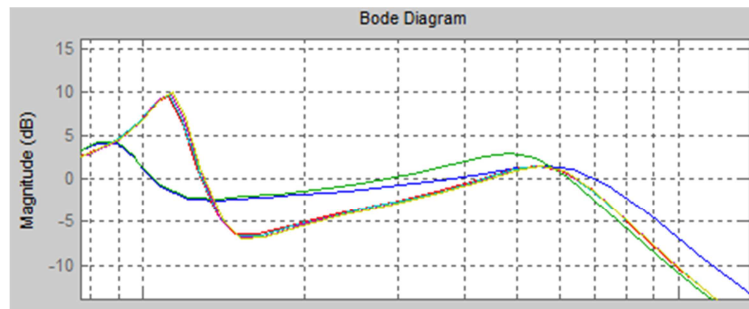
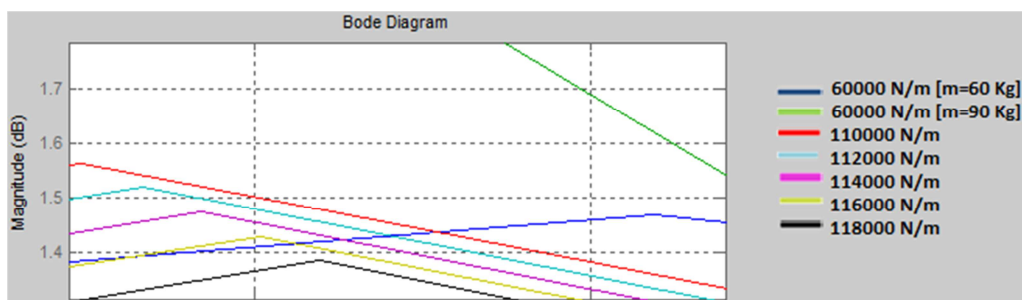


Figura 83: Función Bode para el aumento del 50% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=114000$ N/m.

Aumento de un 60% de la masa no suspendida

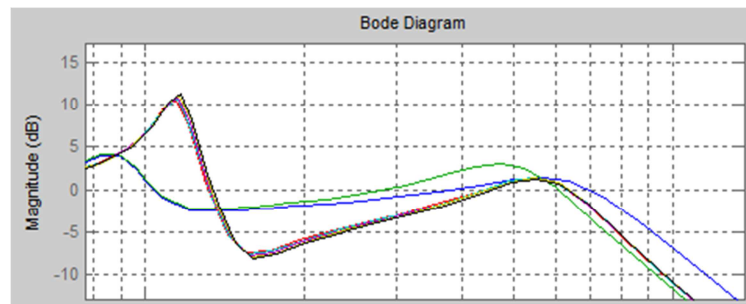
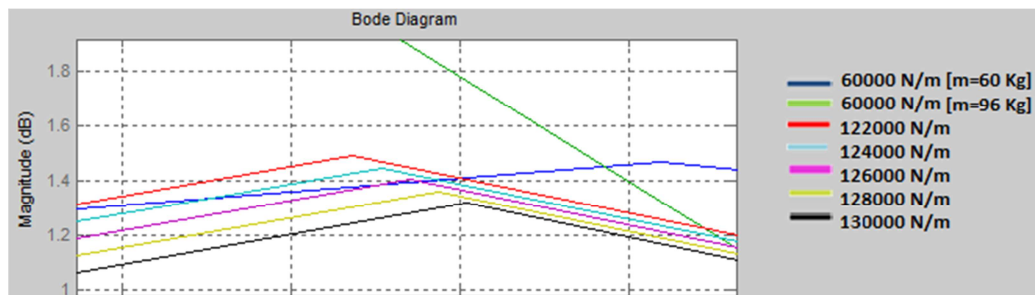


Figura 84: Función Bode para el aumento del 60% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=122000$ N/m.

Aumento de un 70% de la masa no suspendida

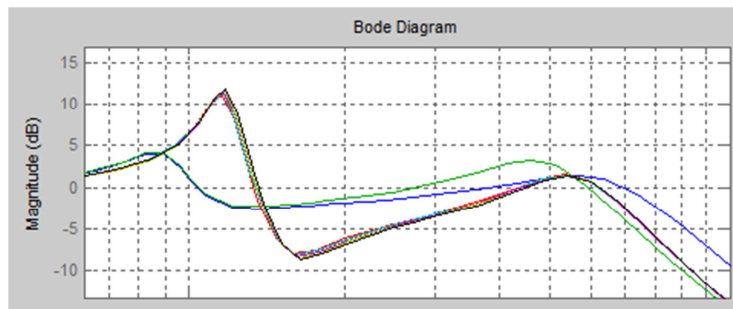
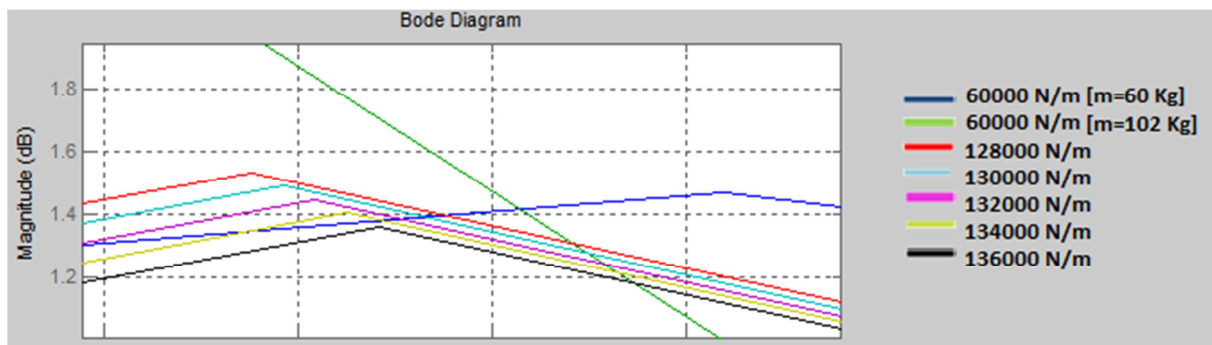


Figura 85: Función Bode para el aumento del 70% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=130000$ N/m.

Aumento de un 80% de la masa no suspendida

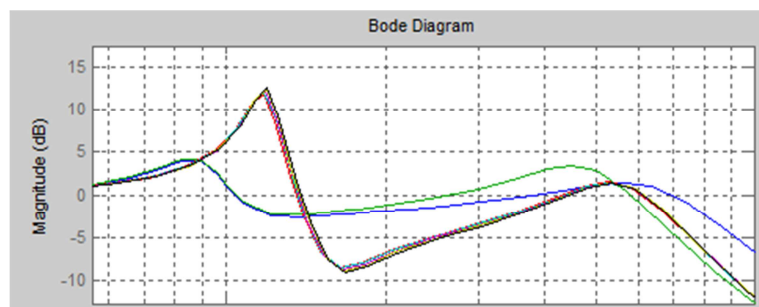
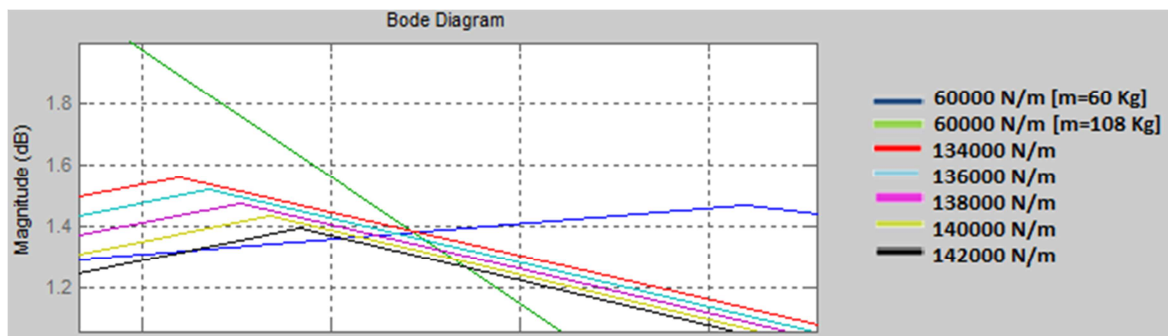


Figura 86: Función Bode para el aumento del 80% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=138000$ N/m.

Aumento de un 90% de la masa no suspendida

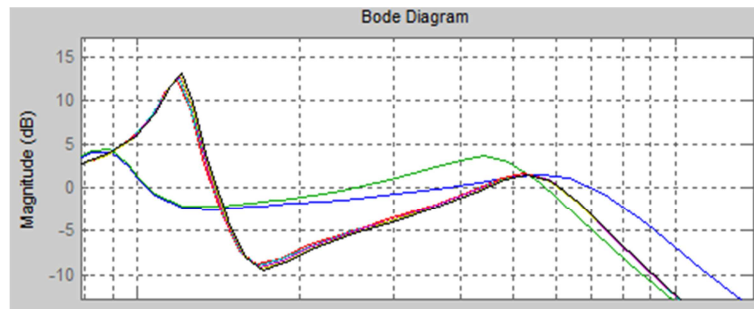
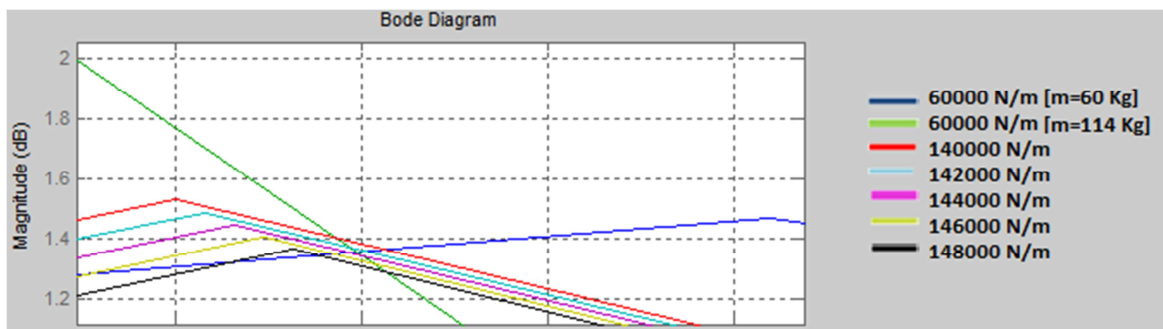


Figura 87: Función Bode para el aumento del 90% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=145000$ N/m.

Aumento de un 100% de la masa no suspendida

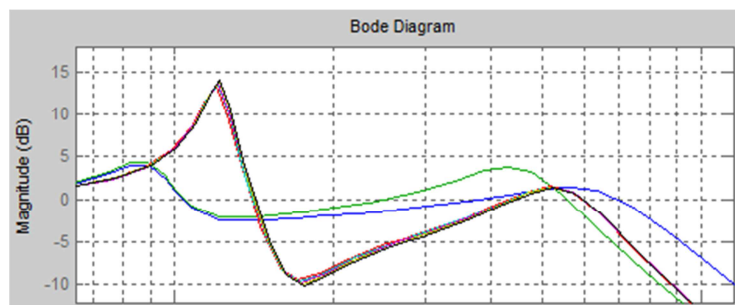
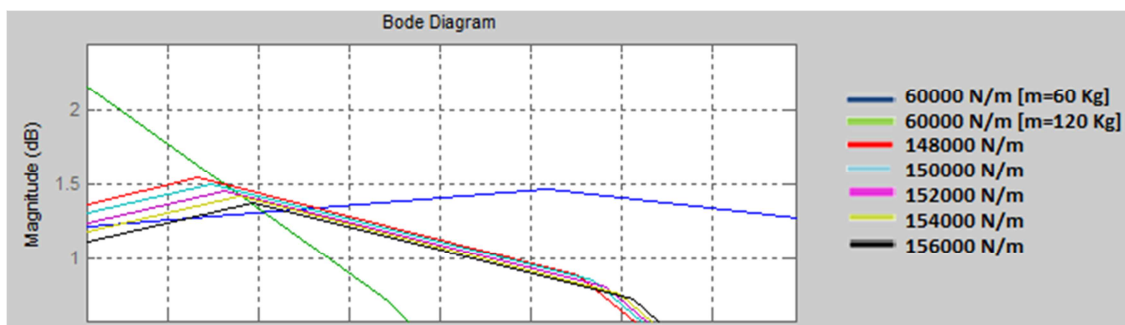


Figura 88: Función Bode para el aumento del 100% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=152000$ N/m.

Aumento de un 125% de la masa no suspendida

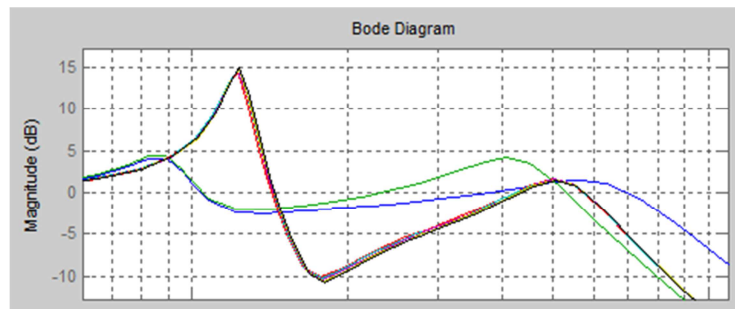
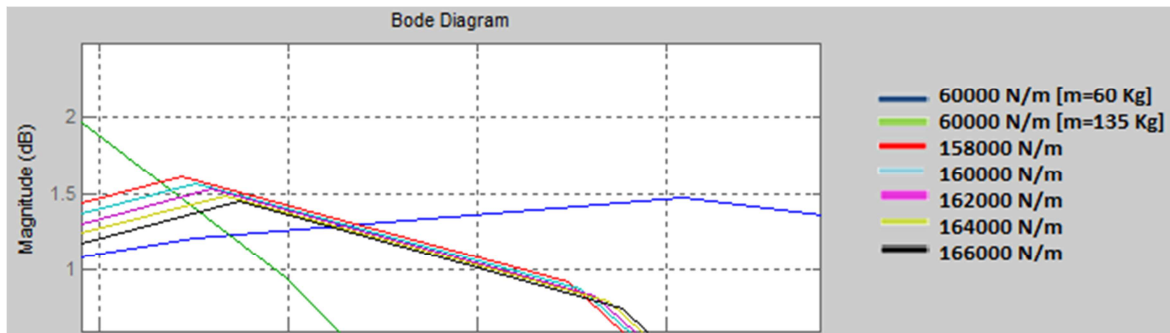


Figura 89: Función Bode para el aumento del 125% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=164000$ N/m.

Aumento de un 150% de la masa no suspendida

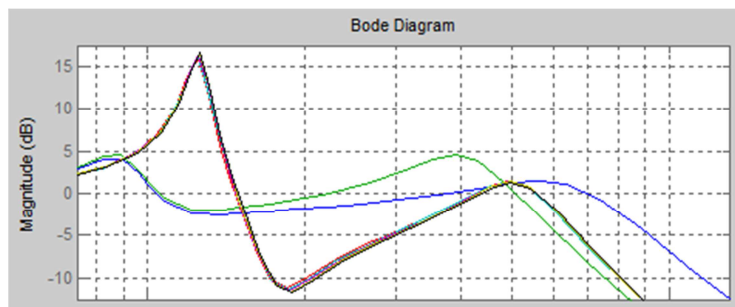
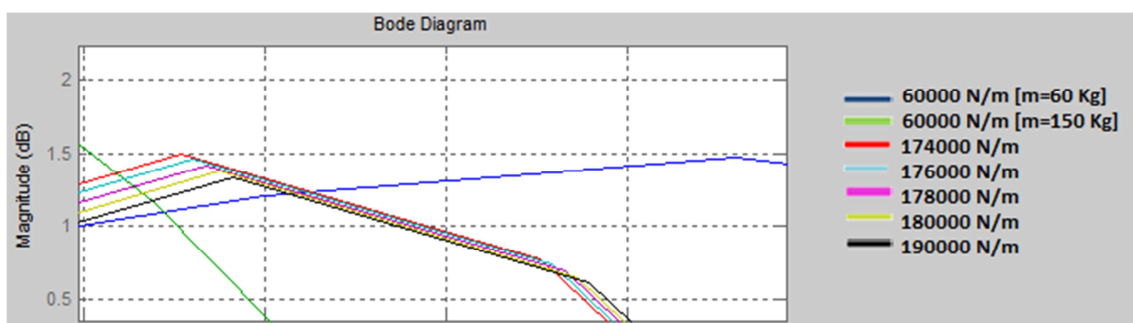


Figura 90: Función Bode para el aumento del 150% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=176000$ N/m.

Aumento de un 175% de la masa no suspendida

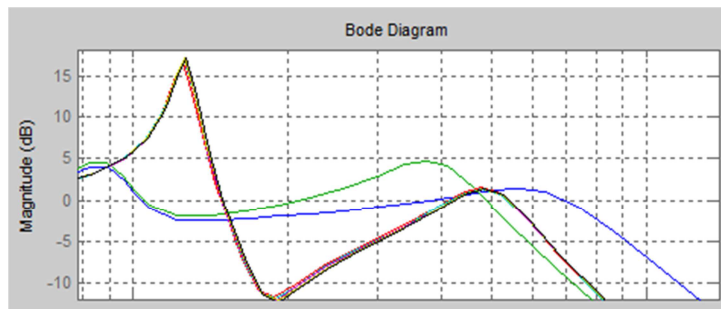
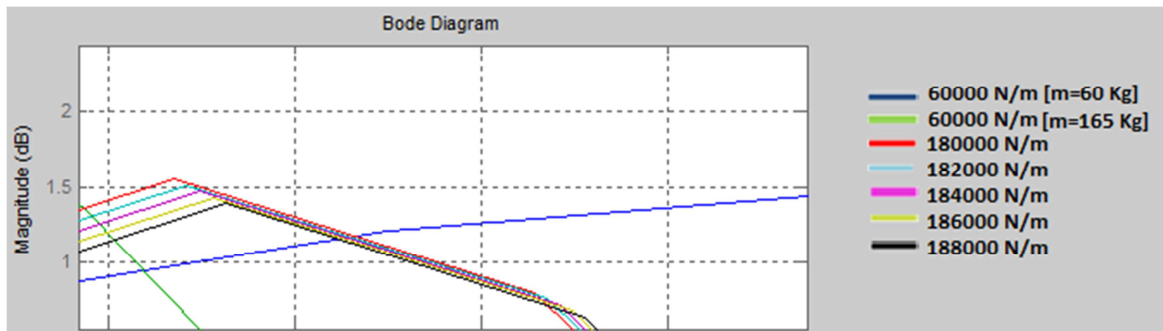


Figura 91: Función Bode para el aumento del 175% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=182000$ N/m.

Aumento de un 200% de la masa no suspendida

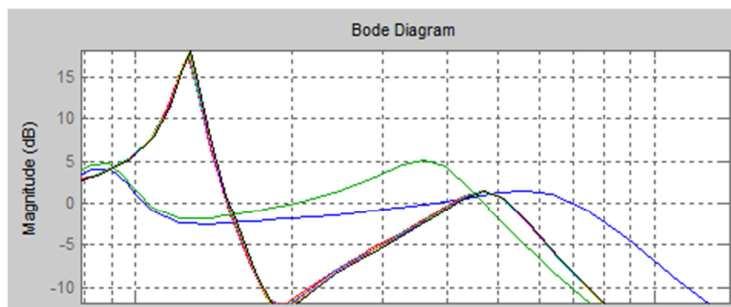
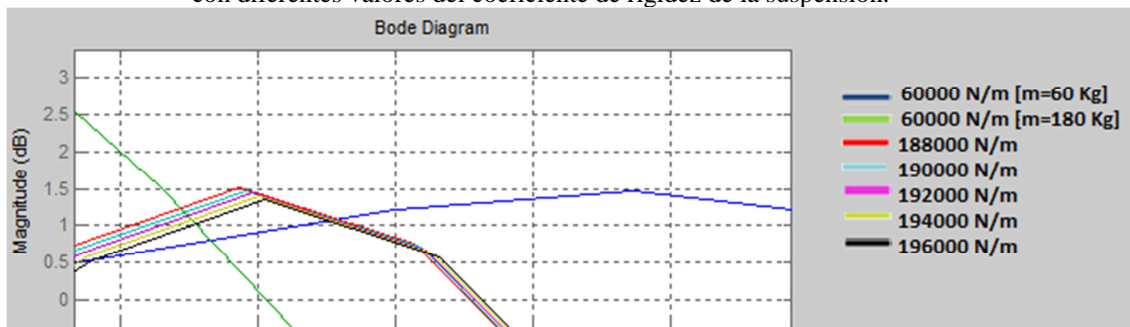


Figura 92: Función Bode para el aumento del 200% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez de la suspensión.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez de la suspensión, $K_2=190000$ N/m.

II-3. Influencia del coeficiente de rigidez del neumático.

Aumento de un 10% de la masa no suspendida

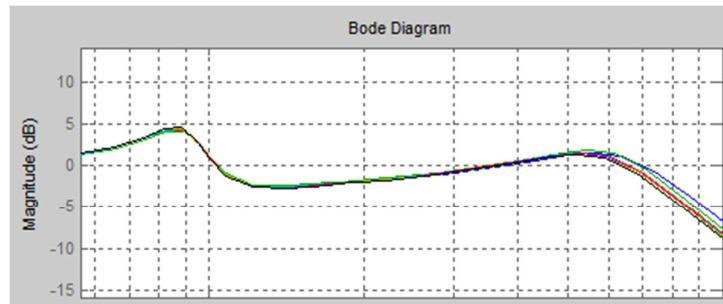
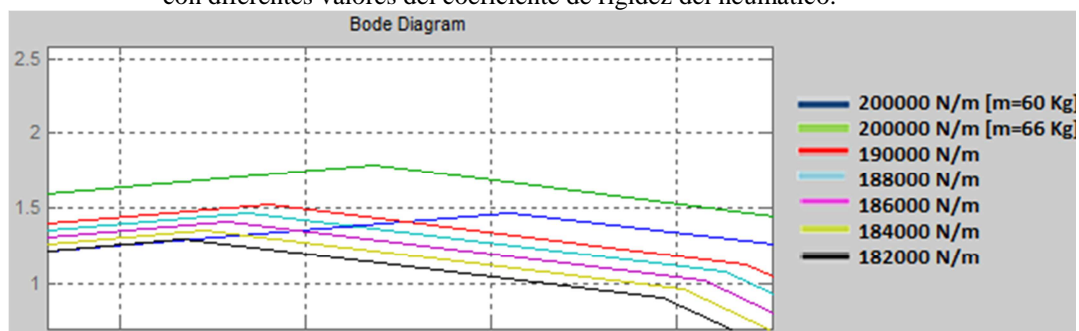


Figura 93: Función Bode para el aumento del 10% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1 = 188000 \text{ N/m}$.

Aumento de un 20% de la masa no suspendida

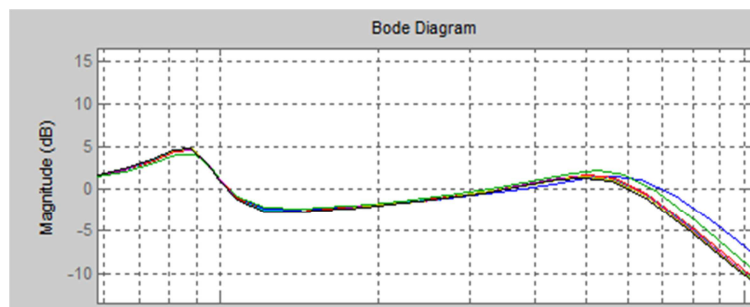
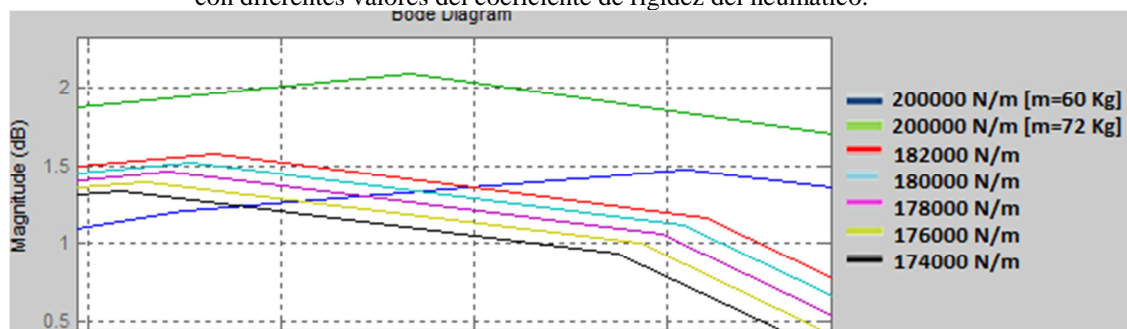


Figura 94: Función Bode para el aumento del 20% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1 = 180000 \text{ N/m}$.

Aumento de un 30% de la masa no suspendida

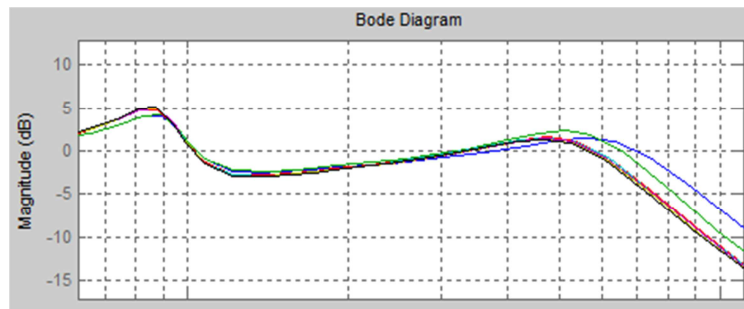
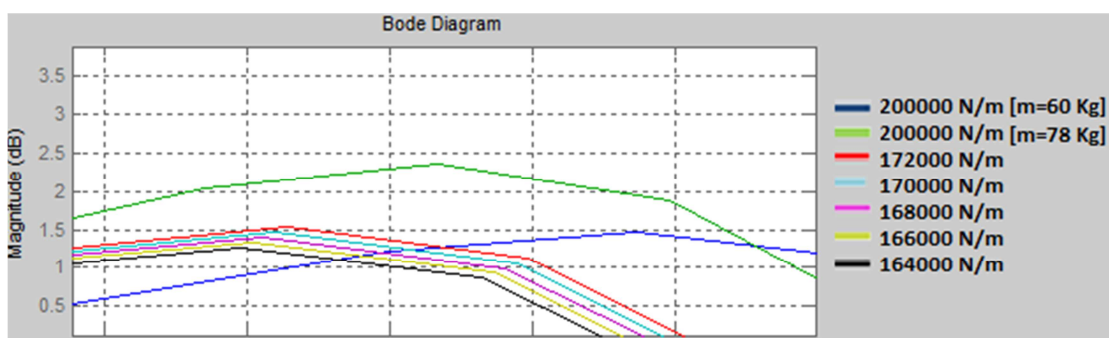


Figura 95: Función Bode para el aumento del 30% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=170000$ N/m.

Aumento de un 40% de la masa no suspendida

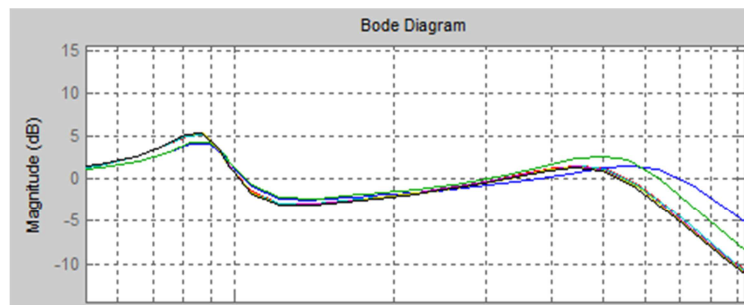
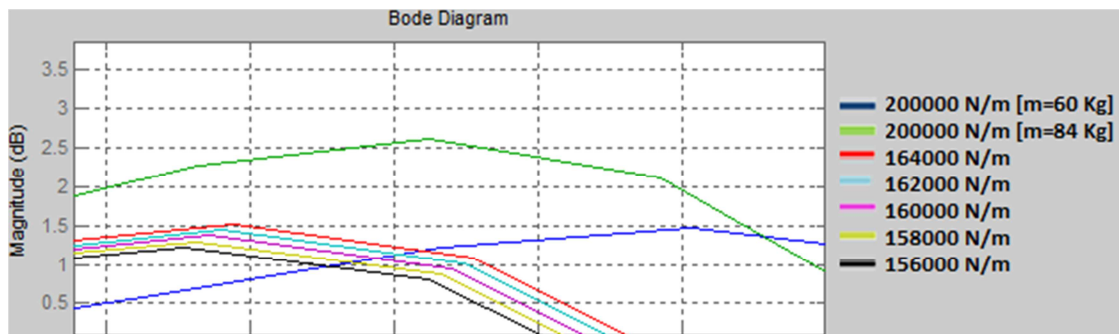


Figura 96: Función Bode para el aumento del 40% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=162000$ N/m.

Aumento de un 50% de la masa no suspendida

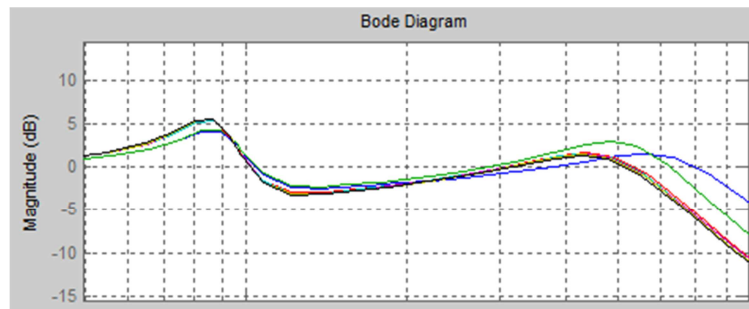
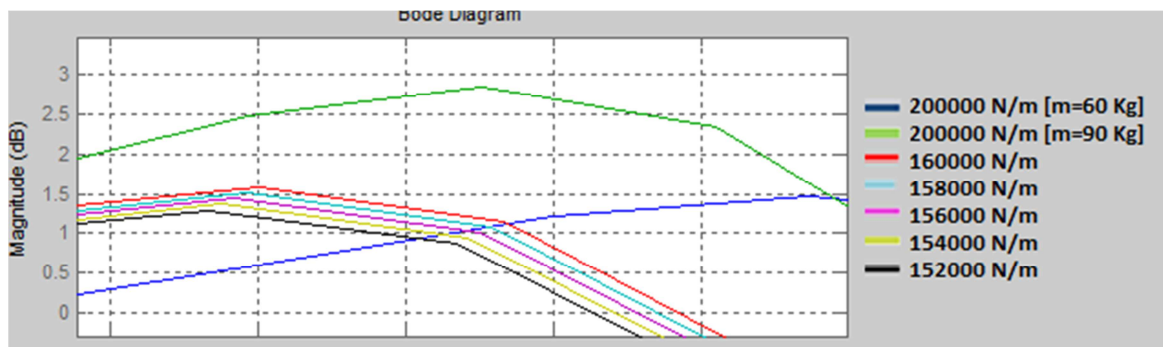


Figura 97: Función Bode para el aumento del 50% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=158000$ N/m.

Aumento de un 60% de la masa no suspendida

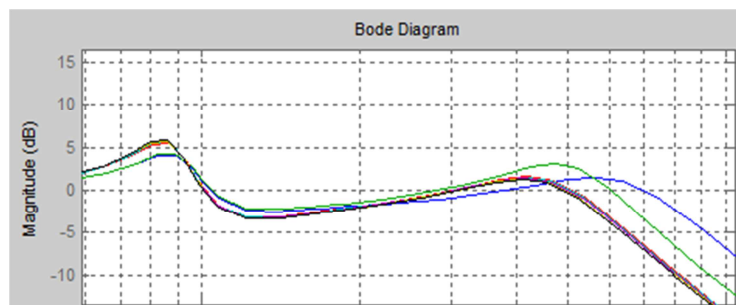
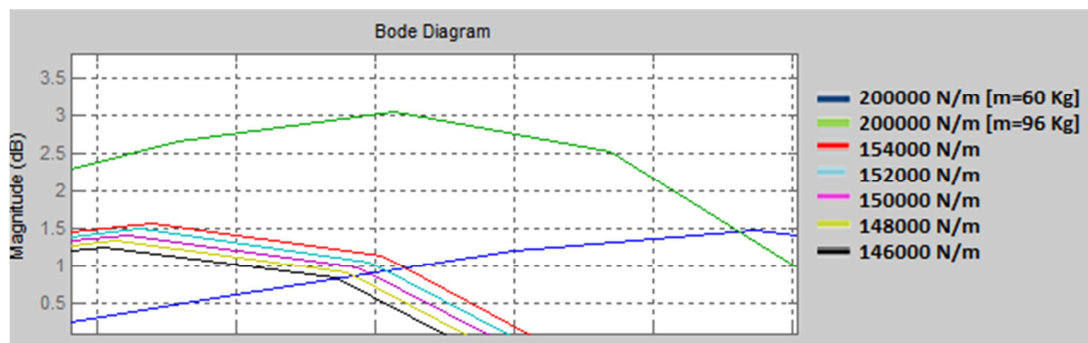


Figura 98: Función Bode para el aumento del 60% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=152000$ N/m.

Aumento de un 70% de la masa no suspendida

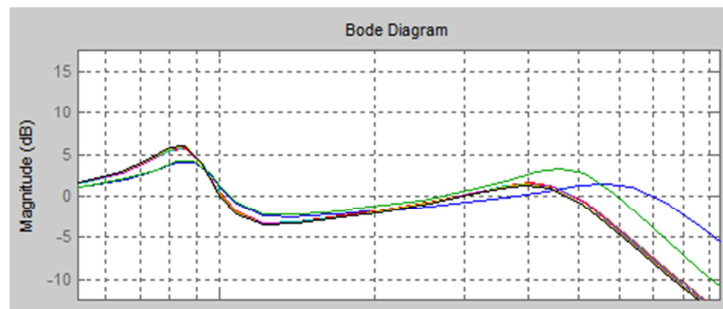
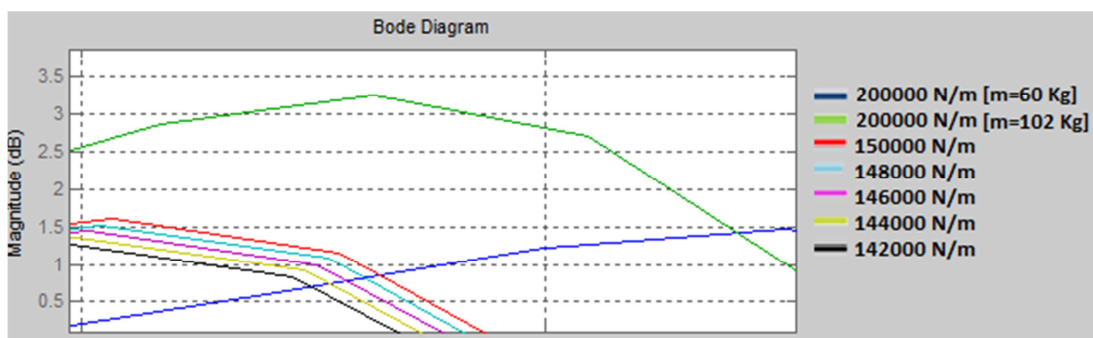


Figura 99: Función Bode para el aumento del 70% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=148000$ N/m.

Aumento de un 80% de la masa no suspendida

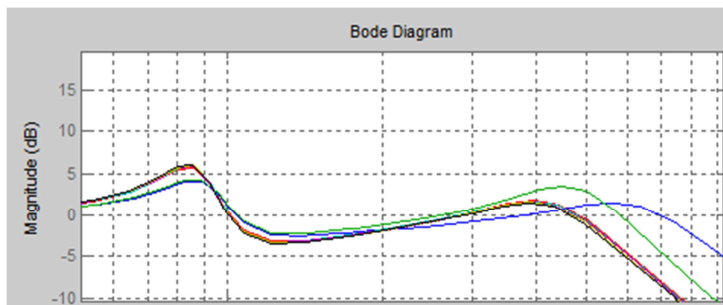
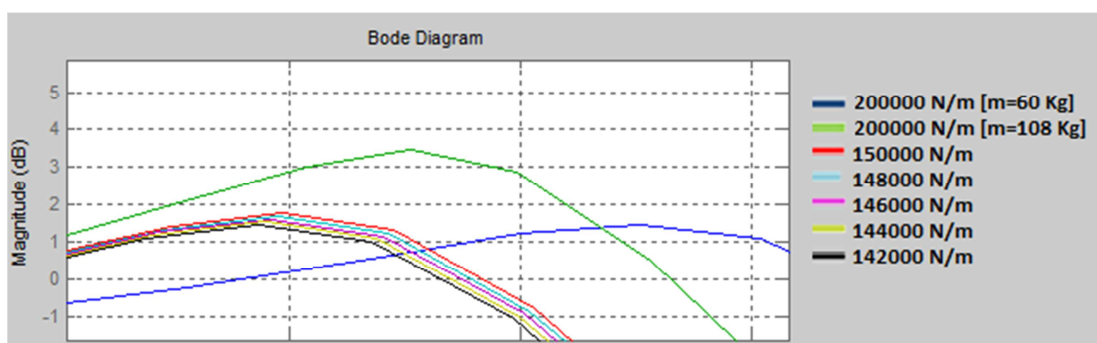


Figura 100: Función Bode para el aumento del 80% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=142000$ N/m.

Aumento de un 90% de la masa no suspendida

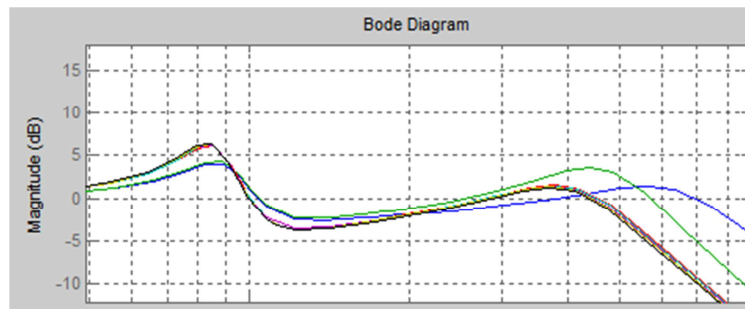
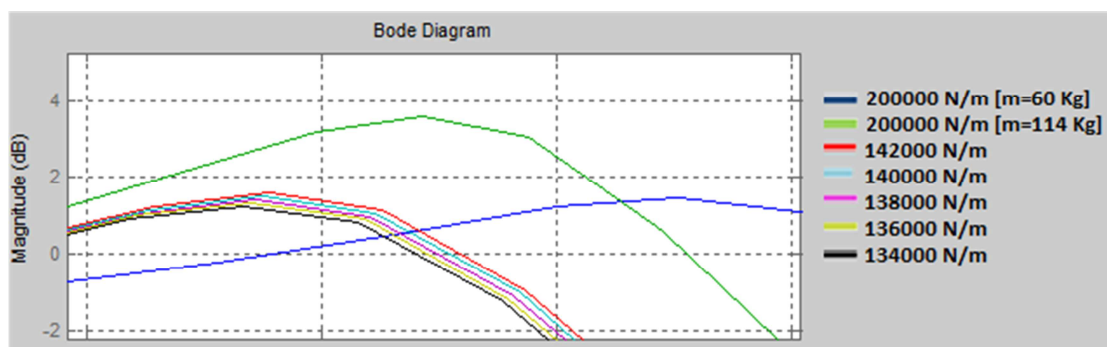


Figura 101: Función Bode para el aumento del 90% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=140000$ N/m.

Aumento de un 100% de la masa no suspendida

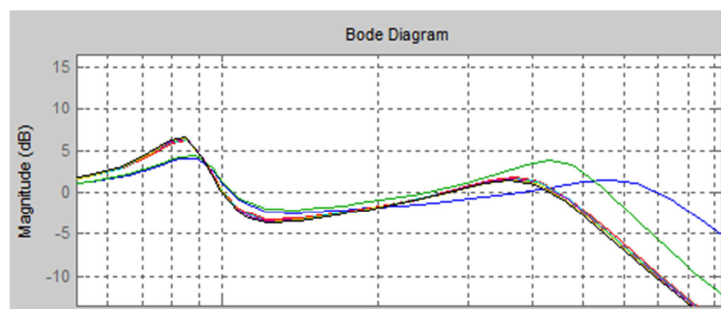
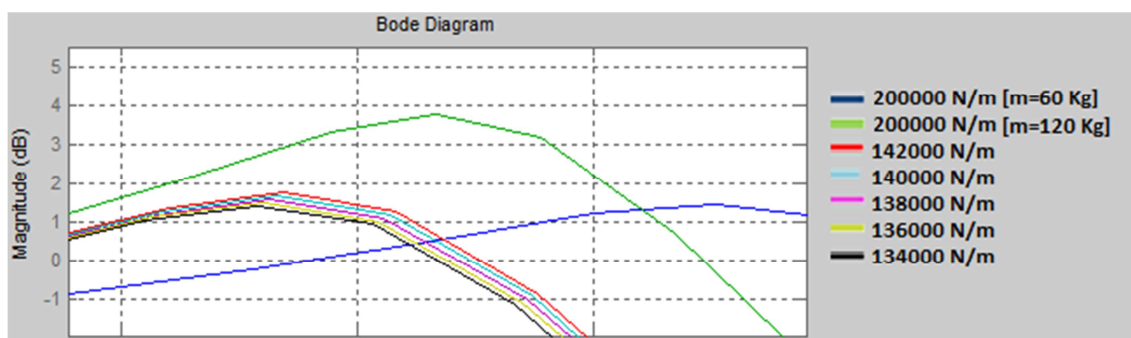


Figura 102: Función Bode para el aumento del 100% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=136000$ N/m.

Aumento de un 125% de la masa no suspendida

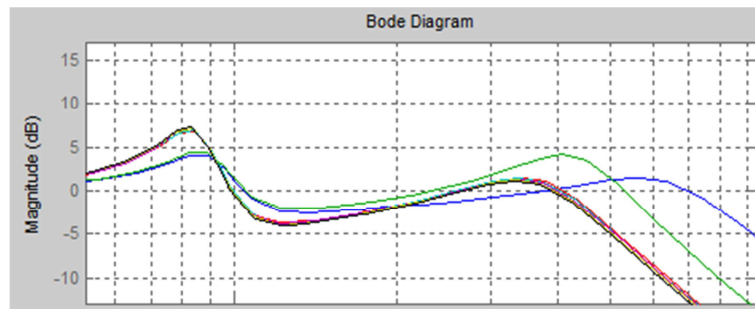
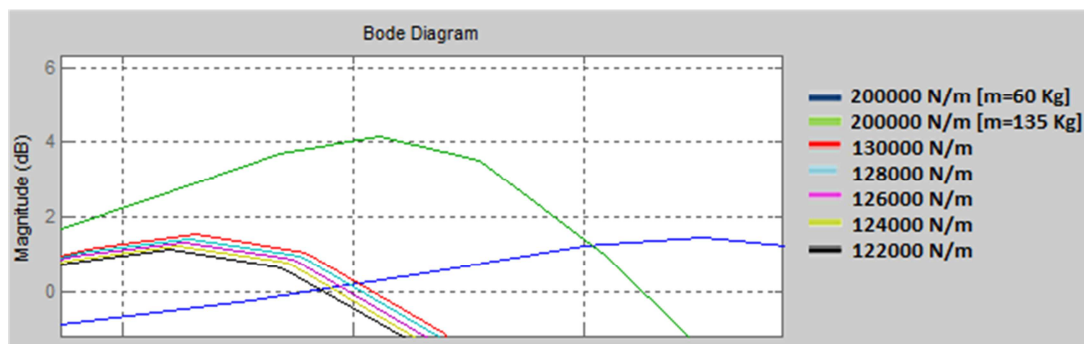


Figura 103: Función Bode para el aumento del 125% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=130000$ N/m.

Aumento de un 150% de la masa no suspendida

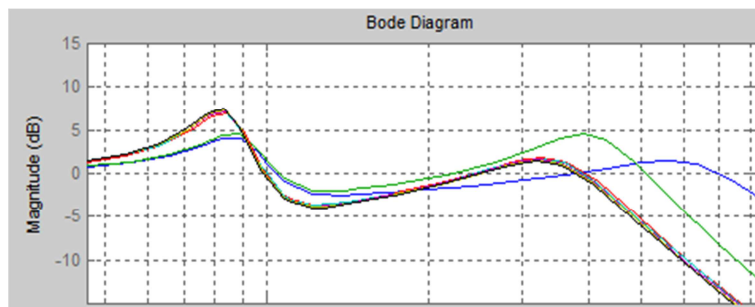
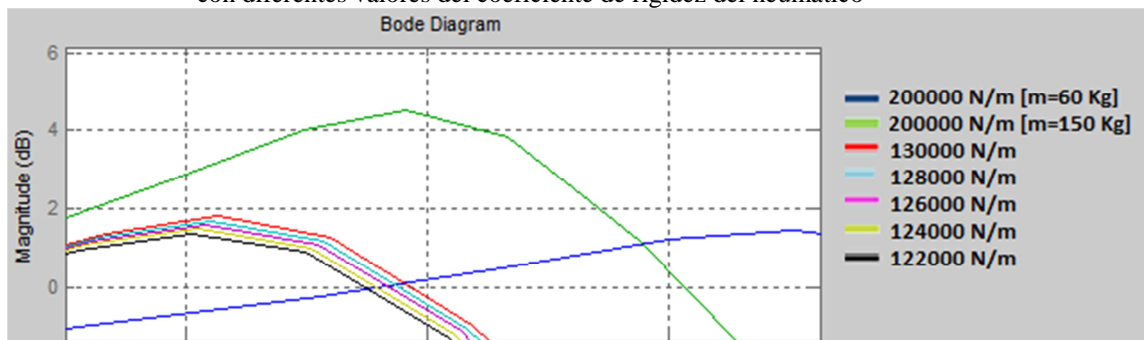


Figura 104: Función Bode para el aumento del 150% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=124000$ N/m.

Aumento de un 175% de la masa no suspendida

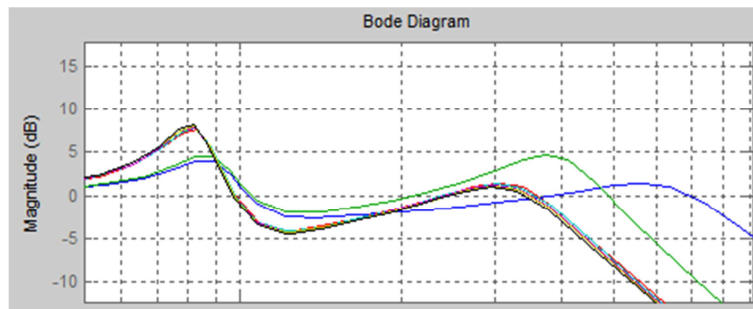
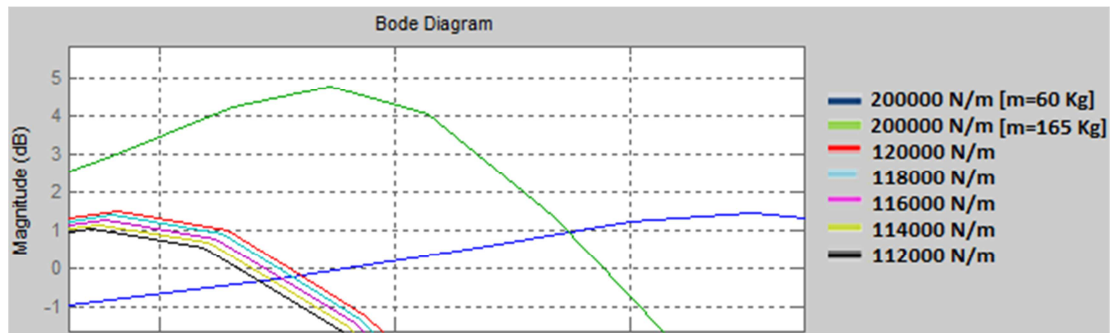


Figura 105: Función Bode para el aumento del 175% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=120000$ N/m.

Aumento de un 200% de la masa no suspendida

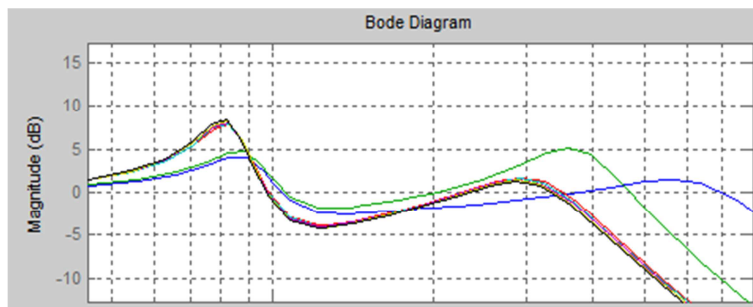
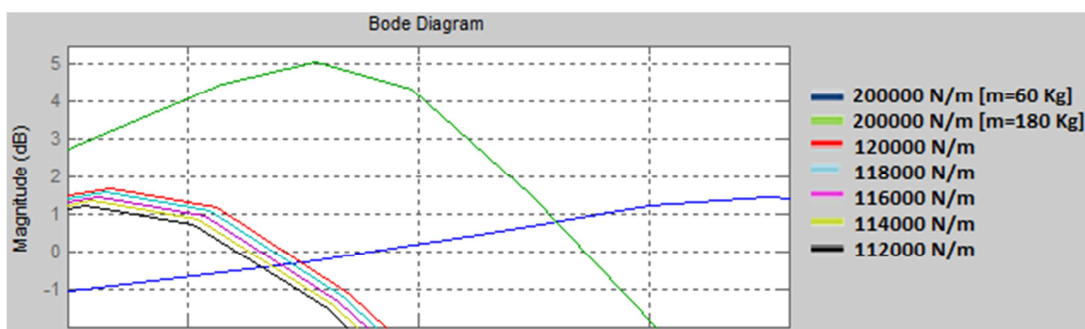


Figura 106: Función Bode para el aumento del 200% de masa suspendida en comparación con diferentes valores del coeficiente de rigidez del neumático.



Valor del nuevo coeficiente de rigidez del neumático, $K_1=116000$ N/m.